Journal of Applied and Computational Sciences in Mechanics, 37, 1, 2025. (107-128)

Ferdowsi University of Mashhad

Journal of Applied and Computational Sciences in Mechanics

Page Journal: mechanic-ferdowsi.um.ac.ir

Society of Manufacturing Engineering of Iran

Implementation Robust Control Technique to Lateral Stabilization for in-Wheel Motor Electric Vehicle

Mohammad amin Ghomashi[1], Reza Kazemi[2]

10.22067/jacsm.2024.84743.1209

Abstract

In this research, with the aim of stabilizing an in-wheel motor electric vehicle, an adaptive sliding mode robust control strategy is developed based on the phase plane. The proposed control strategy consists of three levels. The first level includes an adaptive sliding mode controller. In this study, the system's state is adjusted to mitigate chattering, minimize response delay, and reduce tracking error. The second level involves a joint control algorithm, implemented based on the boundary model of the stable region in the vehicle sideslip angle rate phase plane. When the vehicle operates within the stable region, the adaptive sliding mode controller uses the yaw rate to determine the rotational torque. Conversely, when the vehicle exits the stable zone, the algorithm utilizes both the sideslip angle and yaw rate to stabilize the vehicle and return it to the stable region. The third level incorporates an optimal distribution function to allocate rotational torque across the four vehicle tires. To accurately represent the vehicle's real behavior, the nonlinear dynamics of the tires are considered. The proposed control algorithm is evaluated under various scenarios, including different operating conditions and critical/emergency situations. Simulation results demonstrate the algorithm's optimal performance and effectiveness. Additionally, MATLAB/CarSim software is used to validate the simulations.

Keywords: Sliding Mode, Stability, Sliding Surface, In-wheel Motor, Vehicle Dynamic.

1. Introduction

In the last decade, with the development of related technologies, the production of electric vehicles by the world's leading vehicle manufacturers and the growing demand of customers for these vehicles, their presence became prominent due to much less energy consumption and less pollution in the automotive industry. At the same time, with the advancement of vehicle control and the feeling of drivers to help them drive, especially in critical situations, the world's leading vehicle manufacturers started designing and producing electric vehicles. Also, the approach to the development of autonomous driving electric vehicle is growing in advanced countries. Therefore, researchers have also conducted appropriate research in this field in the last five years. Considering the importance of safety issues, the discussion of stability in electric vehicles is a serious and important issue, especially in emergency and dangerous situations and maneuvers. In critical and emergency maneuvers, there are very strong couplings between longitudinal and transverse dynamics at several levels of dynamics, kinematics and tire forces. Therefore, the need for an integrated control system that can guide the vehicle in these maneuvers is well felt. In recent years, control methods have been proposed to track the vehicle's path. In a research, it has been attempted to provide an optimal control method for the foresight with a small side angle of the vehicle. In another research, an optimized prediction neural network model has been proposed, and the active front steering wheel angle is guided based on the prediction point and the current state of the vehicle. Analytical values of model parameters are obtained by analyzing the amount of error. In a research, researchers have attempted to design a track tracking controller based on the sliding mode technique by using a non-linear tire model and comparing them with a linear quadratic regulator controller. According to the conducted research and the results, it is clear that the sliding mode controller has a good performance in controlling the rotation angle of the vehicle around the yaw axis. In a research on the design of vehicle track tracking control based on linear matrix inequality, a saturated linear tire was used to obtain the dynamic model, which includes time-varying characteristics in the tire. Also, the proposed controller is compared with the controller based on the prediction of the model.

The structure of this paper is as follows: The second part introduces the dynamic model of the in-wheel motor electric vehicle. The adaptive stability control system based on the sliding mode control algorithm is introduced with details in the third section. In the fourth part, the results of the simulations are analyzed and reviewed. The

*Manuscript received October 4, 2023. Revised February 20, 2024, Accepted September 26, 2024.

[1] Corresponding Author: PhD student, Faculty of Mechanical Engineering, K.N.T University of Technology, Tehran, Iran.
Email: m.ghomashi@email.kntu.ac.ir

[2] Professor, Faculty of Mechanical Engineering, K.N.T University of Technology, Tehran, Iran.

conclusion is presented below.

2. Dynamic Modeling

2.1. Wheel Equation

The wheel is one of the subsystems in the analysis of the dynamic behavior of the car in acceleration and braking modes.

$$I_w \frac{d\omega_j}{dt} = T_{d_j} - T_{b_j} - F_{x_j}R - T_{Roll} \tag{1}$$

where I_w is the moment of rotational inertia of the wheel, F_x is the longitudinal force of the tire, R is the effective radius of the wheel, $T_d.T_b$ represents the braking and thrust torque, respectively. Also, the rolling resistance can be calculated using equation (2).

$$T_{Roll} = f_r R F_z \tag{2}$$

that F_z ، f_r represent the rolling resistance of the tire and the normal force of the tire, respectively.

The vehicle bicycle model is shown in figure (1).

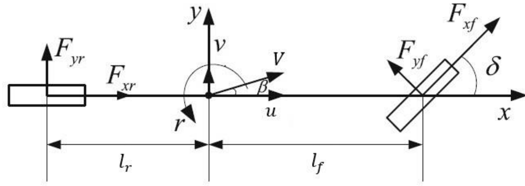


Figure 1. Vehicle bicycle model

2.2. Tire Dynamic

Assuming the linear dependence of the friction force of the tires on the vertical force of each tire, the longitudinal or transverse friction force of the tire can be expressed by equation number (3).

$$F_{\gamma_{\tau.\varepsilon}} = \mu_{k_{\tau.\varepsilon}} F_{z_{\tau.\varepsilon}} . K \in \{x.y\}. \tau \in \{f.r\}. \varepsilon \in \{l.r\} \tag{3}$$

Where $F_{z_{\tau.\varepsilon}}$ represents the vertical load of each of the front and rear tires and $\mu_{k_{\tau.\varepsilon}}$ also represents the longitudinal or transverse friction coefficient of the tire. The vertical force of the tire is described by relations (4) to (7).

$$F_{z_{f.l}} = m\left[\frac{gl_r - a_x h_{cg} - F_{aero}h_{aero}/m}{2(l_f + l_r)} - \frac{l_r a_y h_{cg}}{(l_f + l_r)t_w}\right] - \frac{0.6F_{aero}}{4} \tag{4}$$

$$F_{z_{f.r}} = m\left[\frac{gl_r - a_x h_{cg} - F_{aero}h_{aero}/m}{2(l_f + l_r)} + \frac{l_r a_y h_{cg}}{(l_f + l_r)t_w}\right] - \frac{0.6F_{aero}}{4} \tag{5}$$

$$F_{z_{r.l}} = m\left[\frac{gl_f + a_x h_{cg} + F_{aero}h_{aero}/m}{2(l_f + l_r)} - \frac{l_f a_y h_{cg}}{(l_f + l_r)t_w}\right] - \frac{0.6F_{aero}}{4} \tag{6}$$

$$F_{z_{r.r}} = m\left[\frac{gl_f + a_x h_{cg} + F_{aero}h_{aero}/m}{2(l_f + l_r)} + \frac{l_f a_y h_{cg}}{(l_f + l_r)t_w}\right] - \frac{0.6F_{aero}}{4} \tag{7}$$

Where h_{cg} ، $h_{aero}.g$ represent the acceleration of gravity, the height of the center of aerodynamic force from the road surface and the height of the center of mass from the road surface, respectively. The expression $0.6F_{aero}$ represents the aerodynamic force that is applied to the car in the vertical direction. In this research, it is assumed that this force is equally divided between the tires. Also, the coefficient $\mu_{K_{\tau.\varepsilon}}$ can also be calculated using the magical Pejka formula.

$$\mu_{k_{\tau.\varepsilon}} = \frac{\sigma_{k_{\tau.\varepsilon}}}{\sigma_{\tau.\varepsilon}} \mu_{\tau.\varepsilon} . k \in \{x.y\}. \tau \in \{f.r\}. \varepsilon \in \{l.r\} \tag{8}$$

$$\mu_{\tau.\varepsilon} = D_{\tau.\varepsilon} sin(C_{\tau.\varepsilon} arctan(B_{\tau.\varepsilon}\sigma_{\tau.\varepsilon})) \ . \ \tau \in \{f.r\} \ . \ \varepsilon \in \{l.r\} \tag{9}$$

where $B_{\tau.\varepsilon}.C_{\tau.\varepsilon}.D_{\tau.\varepsilon}$ are fixed coefficients that are specific for the tire and road in question. Also, in this research, it is assumed that these coefficients are the same for four tires. $\sigma_{\tau.\varepsilon}$ represents the total slip of the tire, which is a function of the longitudinal and transverse slips of the tire .

$$\sigma_{\tau.\varepsilon} = \sqrt{{\sigma_{x_{\tau.\varepsilon}}}^2 + {\sigma_{y_{\tau.\varepsilon}}}^2} \ .\tau \in \{f.r\} . \varepsilon \in \{l.r\} \tag{10}$$

The longitudinal slip of each of the front or rear tires is a function of the longitudinal speed of the contact point of the tire with the road surface and the longitudinal speed equivalent to the rotation of the wheel and with The relationship number (11) can be defined.

$$\sigma_{x_{\tau.\varepsilon}} = \frac{v_{rw_{\tau.\varepsilon}} - v_{cw_{\tau.\varepsilon}}}{max(v_{rw_{\tau.\varepsilon}}.v_{cw_{\tau.\varepsilon}})} \ .\tau \in \{f.r\}. \varepsilon \in \{l.r\} \tag{11}$$

The longitudinal speed of the point of contact of each tire with the road surface can be calculated with the help of relations (12) to (15).

$$v_{cw_{f.l}} = v_{cg} - r\left(\frac{T}{2} - l_f\beta\right) \tag{12}$$

$$v_{cw_{f.r}} = v_{cg} + r\left(\frac{T}{2} + l_f\beta\right) \tag{13}$$

$$v_{cw_{r.l}} = v_{cg} - r\left(\frac{T}{2} + l_r\beta\right) \tag{14}$$

$$v_{cw_{r.r}} = v_{cg} + r\left(\frac{T}{2} - l_r\beta\right) \tag{15}$$

Also, the longitudinal speed equivalent to the rotation of the wheel can also be calculated from equation (16).

$$v_{rw_{\tau.\varepsilon}} = r_{w_{\tau.\varepsilon}}\omega_{\tau.\varepsilon} \ .\tau \in \{f.r\} . \varepsilon \in \{l.r\} \tag{16}$$

In order to calculate the transverse slip of the tire, the slip angle of the tire ($\alpha_{\tau.\varepsilon}$) should be determined first, slip angles of the front and rear tires can be determined using the relations number (17) to (20).

$$\alpha_{f.l} = \delta - arctan(\frac{v + rl_f}{u - r\,t_w/2}) \tag{17}$$

$$\alpha_{f.r} = \delta - arctan(\frac{v + rl_f}{u + r\,t_w/2}) \tag{18}$$

$$\alpha_{r.l} = -arctan(\frac{v - rl_r}{u - r\,t_w/2}) \tag{19}$$

$$\alpha_{r.r} = -arctan(\frac{v - rl_r}{u + r\,t_w/2}) \tag{20}$$

The parameters of the vehicle dynamic model are presented in table (1).

Table 1 Vehicle Parameters

Parameter	Symbol	Value
m	kg	1411
C_d	-	0.45
I_w	kgm^2	2.6
t_w	m	1.48
l_f	m	1.56
l_r	m	1.04
h_s	m	0.54
I_z	kgm^2	2031.4

3. Control Algorithm

The proposed control algorithm has three levels. The first level includes the adaptive sliding mode control algorithm. The outputs of this level are the rotational torque. The second level includes a joint controller which is concerned with checking and analyzing the stability of the vehicle based on its phase plane, the speed of the side slip angle of the vehicle - the side slip angle of the vehicle in order to balance the range of the two controllers. In the third level, the final torque is calculated and the required torque distribution of the wheels is done.

4. Results and Discussion

In this section, the effectiveness and efficiency of the proposed adaptive sliding mode control algorithm system is validated. In this scenario, the friction coefficient of the road surface and tire is assumed to be 0.45. And the input of the wheel steering angle is considered. And the performance of the proposed control algorithm is investigated and analyzed with the sliding mode control algorithm. In this maneuver, the longitudinal speed of the car is considered to be 100 km/h. The steering wheel angle is assumed to be a sinusoidal curve with a period of 2 seconds and an amplitude of 50 degrees. Figure number (2) shows the sinusoidal input curve of the wheel steering angle. The results of the simulation can be shown in figures (2) to (6). According to Figures (3) and (4), when the car is not under control, the values of the rotation angle of the car around the yaw axis and the side slip angle of the car become very large. While the vehicle is under the sliding mode control algorithm and the adaptive sliding mode control algorithm system, the values of the rotation angle of the vehicle around the yaw axis and the side slip angle of the vehicle are very close to the ideal values. And according to the simulation results, it is clear that the adaptive sliding mode control algorithm system creates a better effect on the system performance. The changes of the steering wheel angle can be seen in figure number (5) according to time. Figure number (6) shows the tracking of the vehicle's movement path. And according to the obtained results, it is quite clear that the car quickly loses its stability without the presence of the control algorithm. While the vehicle under the control of the sliding mode algorithm and the adaptive sliding mode algorithm system is able to track the specified and ideal value, and the adaptive sliding mode control algorithm system has the lowest amount of error in tracking the movement path compared to the sliding mode control algorithm. According to figures (9) and (10), when the car is not under control, although the driver tries to control the car to maintain stability, the car is in a state of losing control and exiting the stable state, and finally, seriously. It deviates from the expected driving path and becomes unstable. But when the car is under sliding mode control and the adaptive sliding mode control algorithm system, it is always in a stable state and the car is able to perform the double lane change maneuver in the desired state, and the proposed control algorithm system has good efficiency and effectiveness.

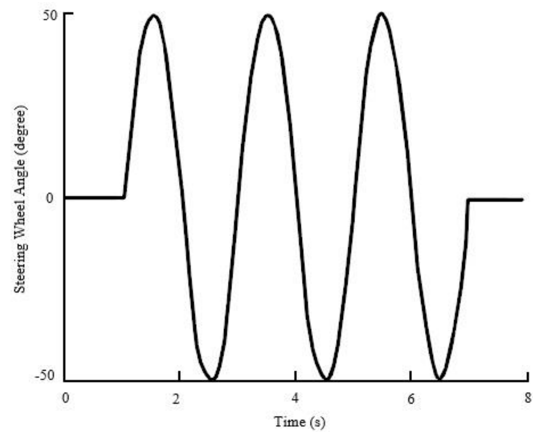


Figure 2 Steering wheel input

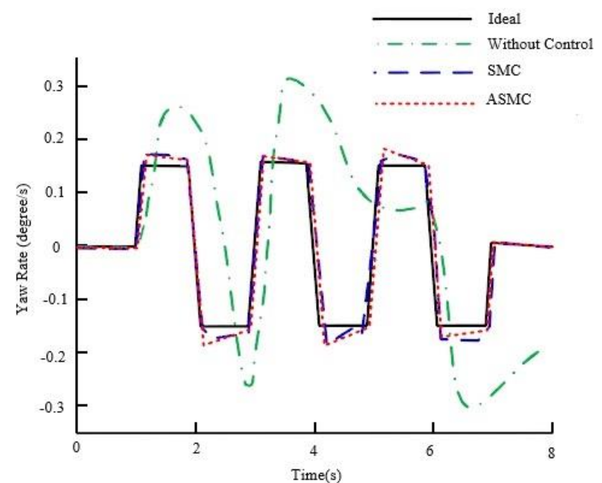


Figure 3 Changes of yaw rate over time

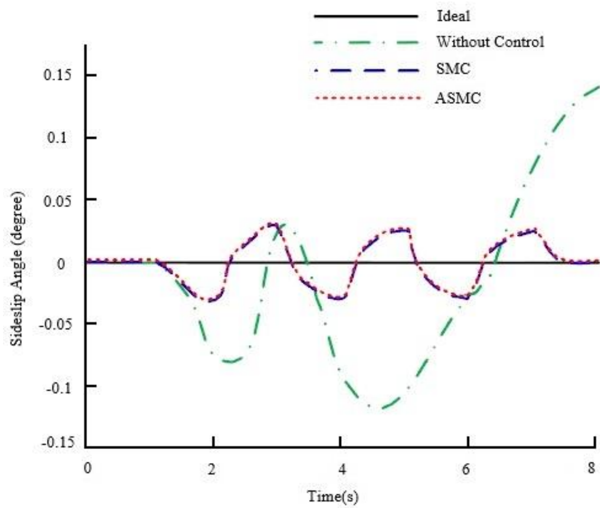


Figure 4 Changes of sideslip angle over time

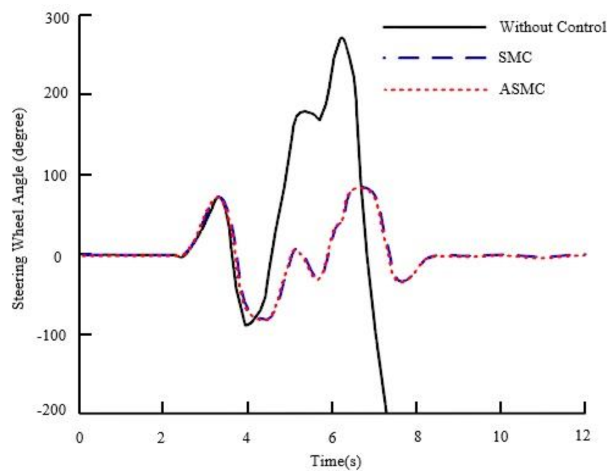


Figure 5 Changes of steering wheel angle over time

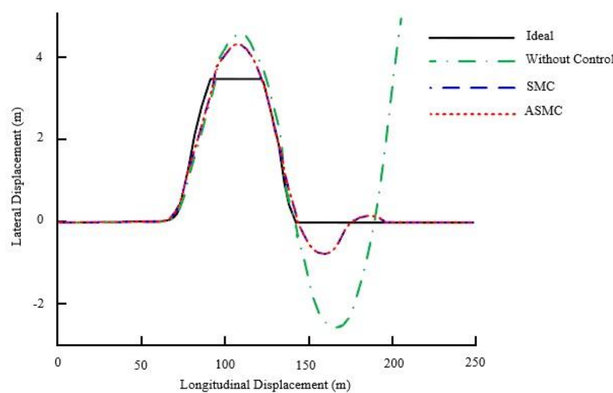


Figure 6 Vehicle tracking

5. Conclusions

In this research, an adaptive sliding mode control strategy based on the phase plane was proposed to stabilize the motor-in-wheel electric vehicle. The proposed control strategy includes three layers. The first layer includes the sliding mode control algorithm. In this research, the change of the system was done with the aim of eliminating the jump in the system and minimizing the response delay and tracking error. The second layer consists of a common control algorithm, which was used to control the control algorithm of the first level based on the boundary model of the stability zone of the vehicle's side slip angle - the side slip angle of the vehicle. When the vehicle is in the stable zone, the adaptive sliding mode control algorithm uses the rotational angular velocity of the vehicle around the yaw axis to determine the rotational torque, and when the vehicle is outside the stable zone, the adaptive sliding mode control algorithm system uses the side slip angle. The car and the speed of the car's rotation angle around the yaw axis are used to stabilize and return the car to the stable area. The third layer includes an optimal torque distribution control algorithm that optimally distributes the rotational torque to the required torque of the four wheels of the electric vehicle. In this research, in order to consider the real behavior of the car, the nonlinear dynamic of the tire was implemented. The proposed control algorithm system was analyzed and investigated in different scenarios with different working conditions and emergency and critical conditions. In this article, in order to validate the results obtained from the simulation, the Simulink/MATLAB-Carsim software was used. The results of the performed simulations showed the optimal and effective performance of the proposed control algorithm system to stabilize and improve the steering of the motor-in-wheel electric vehicle.

In the continuation of this research and as future activities, it is possible to implement the proposed control algorithm in the discussion of collision avoidance. He also proposed an adaptive step-back method for the design of the upper layer controller in order to create a corrective torque.

علوم کاربردی و محاسباتی در مکانیک،۳۷، ۱، ۱۴۰۴. (۱۲۸-۱۰۷)



علوم کاربردی و محاسباتی در مکانیک

http://mechanic-ferdowsi.um.ac.ir



پیاده‌سازی کنترل مقاوم مود لغزشی تطبیقی جهت پایدارسازی خودروی الکتریکی موتور در چرخ در شرایط اضطراری*

مقاله پژوهشی

محمد امین قماشی (۱)   رضا کاظمی (۲)

10.22067/jacsm.2024.84743.1209

چکیده *در این پژوهش با هدف پایدارسازی خودروی الکتریکی موتور در چرخ، نسبت به توسعه یک استراتژی کنترل مقاوم مود لغزشی تطبیقی بر اساس صفحه فاز اقدام می‌گردد. استراتژی کنترل پیشنهادی شامل سه سطح می‌باشد. سطح اول شامل کنترلر مود لغزشی تطبیقی می‌باشد. در این پژوهش نسبت به تغییر وضعیت سیستم با هدف برطرف نمودن مشکل پرش در سیستم و به حداقل رساندن پاسخ تأخیر و خطای ردیابی اقدام می‌گردد. سطح دوم شامل یک الگوریتم کنترل مشترک می‌باشد که بر اساس مدل مرزی منطقه پایدار، صفحه فاز سرعت زاویه لغزشی جانبی خودرو ـ زاویه لغزش جانبی خودرو پیاده‌سازی می‌گردد. زمانی که خودرو در منطقه پایدار باشد، الگوریتم کنترلر مود لغزشی تطبیقی برای تعیین گشتاور چرخشی خودرو، از سرعت زاویه چرخشی خودرو حول محور یاو استفاده می‌کند و هنگامی که خودرو خارج از منطقه پایدار قرار داشته باشد، الگوریتم کنترل مود لغزشی تطبیقی از زاویه لغزش جانبی خودرو و سرعت زاویه چرخشی خودرو حول محور یاو، به منظور پایدارسازی و بازگرداندن خودرو به منطقه پایدار استفاده می‌کند. سطح سوم ، شامل یک تابع توزیع بهینه جهت تخصیص گشتاور چرخشی به چهار تایر خودرو می‌باشد. به منظور در نظر گرفتن رفتار واقعی خودرو، دینامیک غیرخطی تایر لحاظ می‌گردد. الگوریتم کنترل پیشنهادی در سناریوهای مختلف با شرایط متفاوت کاری و شرایط بحرانی و اضطراری مورد تحلیل و بررسی واقع می گردد. نتایج حاصل از شبیه‌سازی‌های انجام شده عملکرد مطلوب و اثربخش الگوریتم کنترل پیشنهادی را در پایدارسازی خودروی الکتریکی موتور در چرخ به نمایش می‌گذارد. همچنین جهت صحه‌گذاری شبیه‌سازی‌های انجام شده از نرم‌افزارهای متلب/کارسیم استفاده می‌گردد. نتایج حاصل از شبیه‌سازی‌های انجام شده، اثربخشی الگوریتم کنترل پیشنهادی را در پایدارسازی خودروی الکتریکی موتور در چرخ به نمایش می‌گذارد.*

واژه‌های کلیدی مود لغزشی، پایداری، سطح لغزش، موتور در چرخ، دینامیک خودرو.

مقدمه

در دهه اخیر با پیشرفت تکنولوژی‌های مرتبط، تولید خودروهای الکتریکی توسط خودروسازان مطرح دنیا و تقاضای رو به رشد مشتریان این خودروها سبب پررنگ شدن حضور آن‌ها به سبب مصرف انرژی بسیار کمتر، آلایندگی کمتر در صنعت خودروسازی گردید. به طور همزمان با پیشرفت کنترل خودرو و احساس رانندگان در کمک به رانندگی آن‌ها به ویژه در شرایط بحرانی سبب گردید که خودروسازان مطرح دنیا نسبت به طراحی و تولید خودروهای الکتریکی اقدام نمایند. همچنین رویکرد به توسعه خودروهای خودران الکتریکی در کشورهای پیشرفته رو به رشد می‌باشد. لذا محققان نیز در پنج سال گذشته در این زمینه تحقیقات مناسبی داشته‌اند. با توجه به اهمیت مسائل ایمنی، بحث پایداری در خودروهای الکتریکی، یک مبحث جدی و پراهمیت به ویژه در شرایط و مانورهای اضطراری و خطرناک می‌باشد. در مانورهای بحرانی و اضطراری، جفت‌شدگی‌های بسیار قوی مابین دینامیک طولی و عرضی در چندین سطح دینامیک، سینماتیک و نیروهای تایر وجود دارد. بنابراین، نیاز به یک سیستم کنترل پایدارساز که بتواند در این مانورها خودرو را هدایت نماید، به خوبی احساس می‌گردد. زمانی که خودروی الکتریکی موتور در چرخ با چهار چرخ مستقل در یک مسیر منحنی شکل با سرعت بالا دچار چرخش گردد یا به دلایلی در مسیر مستقیم با سرعت بالا دچار انحراف به سمت‌های جاده گردد. یک شتاب جانبی

* تاریخ دریافت مقاله ۱۴۰۲/۷/۱۳ و تاریخ پذیرش آن ۱۴۰۳/۷/۱۵ می‌باشد.

(۱) نویسنده مسئول، دانشجوی دکتری، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران.   **Email:** m.ghomashi@email.kntu.ac.ir

(۲) استاد، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران.

قابل توجه و زاویه لغزش جانبی ایجاد می‌گردد که منجر به حوادث رانندگی شدید می‌گردد. مانند یک لغزش جانبی و یا بیش‌غلتی که اثرات شدید و مخربی بر روی پایداری و مانورپذیری خودرو می‌گذارد. بنابراین، جهت بهبود پایداری و مانورپذیری خودرو و اطمینان از ایمنی سرنشینان خودرو، بایستی در حین فرمان دادن به خودرو، سیستم کنترلر در عملکرد خودرو اعمال گردد [1-4]. در برخی از پژوهش‌ها قابل مشاهده می‌باشد که کنترل گشتاور چرخشی خودرو می‌تواند سبب بهبود پایداری خودرو گردد [5,6]. روش کنترل مود لغزان به سبب استحکام و مقاوم بودن و راحتی در پیاده‌سازی به طور گسترده‌ای در مبحث مهندسی کنترل خودرو مورد استفاده واقع می‌گردد [7-9]. در سال‌های اخیر، پژوهشگران بیشتری نسبت به پیاده‌سازی روش کنترل مود لغزشی جهت کنترل پایداری خودرو اقدام کرده‌اند و به موفقیت‌های قابل قبولی هم دست یافته‌اند [10-12]. در پژوهشی نسبت به طراحی یک الگوریتم کنترل پیش‌بین جهت حصول گشتاور چرخشی اقدام شده است [13]. در پژوهش دیگری، نسبت به پیشنهاد روش کنترل مود لغزان فازی جهت بهبود ورودی کنترل و حصول گشتاور چرخشی اقدام گردیده است.[۱۴] در تحقیقاتی، اقدام به کاربرد الگوریتم کنترل مود لغزان به منظور کنترل پایداری شده است. در این پژوهش نرخ تغییر خطای متغیرها لحاظ نشده است و به همین دلیل دقت کنترل پایداری کاهش یافته است [15]. در تحقیق دیگری، تغییر خطای متغیرهای کنترل لحاظ شده است. ولی نسبت به تحلیل توزیع کننده گشتاور اقدامی نشده است [16]. در تحقیقاتی نسبت به بررسی و تحلیل کمی و کاستی‌های روش کنترل مود لغزشی اقدام شده است و اثر مسئله پرش در پایداری کنترلر بررسی گردیده است [17]. در پژوهشی، جهت سرکوب پرش در سیستم، از روش نرخ رویکرد نمایی در طراحی کنترل مود لغزشی استفاده شده است [18]. تابع اشباع به عنوان جایگزین تابع سیمبولیک جهت اطمینان از تداوم ورودی و حفظ دقت در سیستم و سرکوب پدیده پرش در سیستم در پژوهشی پیاده‌سازی گردیده است [19]. در تحقیقی روش کنترل مود لغزشی انتگرال‌گیر به منظور حصول گشتاور چرخشی مطلوب با کنترل زاویه لغزش جانبی خودرو و سرعت زاویه چرخشی خودرو حول محور یاو به کار گرفته شده است [20]. یک الگوریتم کنترل غیرخطی بر اساس مدل مود لغزان و تئوری لیاپانوف برای حصول گشتاور چرخشی اضافی ایدئال خودرو برای حفظ پایداری خودرو پیشنهاد گردیده است [21]. در پژوهشی نسبت به پیشنهاد یک روش کنترل مود لغزشی تطبیقی بهبود یافته در جهت تحلیل پایداری یک خودروی الکتریکی تجاری اقدام شده است [22] در برخی از تحقیقات، اقدام به تحلیل پایداری خودرو با استفاده از صفحه فاز شده است [23-25]. از صفحه فاز جهت تحلیل میزان تأثیر غیرخطی بودن رفتار تایر بر روی مانورپذیری خودرو استفاده گردیده است و یک الگوریتم کنترل فرمان فعال یکپارچه جهت افزایش پایداری خودرو در شرایط پیچیده پیشنهاد شده است [26]. توزیع بردار گشتاور به همگرایی سرعت زاویه چرخشی خودرو حول محور یاو به نقطه تعادل صفحه فاز کمک می‌کند [27] یک الگوریتم کنترلر یکپارچه فرمان فعال در شرایط پیچیده جهت اطمینان از پایداری خودرو پیشنهاد گردیده است [28]. از قانون صفحه فاز به منظور تقسیم منطقه پایدار صفحه فاز خودرو در جهت تحلیل و ارزیابی پایداری خودرو استفاده شده است [29]. در پژوهشی بر اساس صفحه فاز نسبت به طراحی یک الگوریتم کنترل که بر اساس شبکه عصبی فازی و تناسبی، مشتق‌گیر، انتگرال‌گیر جهت گشتاور چرخشی خودرو برای حفظ پایداری اقدام گردیده است [30]. در پژوهشی بر اساس روش صفحه فاز بهینه شده، مناطق پایدار و روش مختلف کنترلی در مناطق مختلف در جهت هماهنگی مابین سیستم فرمان جلو فعال و سیستم کنترل گشتاور چرخشی به کار گرفته شده است [31]. در پژوهش دیگری نسبت به پیشنهاد الگوریتم کنترلر پایداری در ناحیه ناپایدار بر اساس دو صفحه فاز، صفحه فاز لغزش جانبی خودرو و صفحه فاز سرعت زاویه چرخشی خودرو حول محور یاو اقدام شده است. الگوریتم کنترل پیشنهادی قادر به کنترل خودرو در ناحیه پایدار نمی‌باشد [32].

در تحقیقات فوق عمدتا از روش‌های مختلف کنترلی جهت بهبود پایداری چرخشی خودرو استفاده شده است. با این حال، هنوز برخی از مسائل برای بررسی و تحلیل در تحقیقات جاری وجود دارد. از یک طرف، به منظور طراحی الگوریتم کنترل مود لغزان، در اکثر پژوهش‌ها، قانون رسیدن سطح مود لغزشی از روش مختلفی استفاده شده است. با این حال، اغلب سطوح مودهای لغزشی به نرخ‌ها که مقادیر ثابتی می‌باشند، می‌رسند ولی سرعت رسیدن و سرکوب پرش در سیستم بحث چالش‌برانگیزی را مطرح می‌کند. از طرف دیگر، تعداد کمی پژوهش و تحقیق در

مورد جفت‌شدگی مابین متغیرهای کنترل مشاهده می‌گردد. به عنوان مثال، زاویه لغزش جانبی خودرو و سرعت زاویه چرخشی خودرو حول محور یاو مؤلفه‌های اصلی سیستم کنترل می‌باشند. به دلیل جفت‌شدگی آن‌ها، جهت بهبود پایداری و مانورپذیری خودرو بایستی نسبت به کنترل آن‌ها به طور مشترک اقدام نمود. هدف از مطرح نمودن مسائل مطرح شده فوق، پیشنهاد یک سیستم الگوریتم کنترل مود لغزشی برای پایداری چرخشی خودرو بر اساس صفحه فاز زاویه لغزش جانبی خودرو ـ سرعت زاویه لغزش جانبی خودرو می‌باشد. استراتژی کنترل پیشنهادی شامل سلسله مراتب و سطوحی می‌باشد. لایه بالایی شامل الگوریتم کنترل مود لغزشی تطبیقی می‌باشد. لایه میانی، شامل یک کنترلر مشترک می‌باشد که بر اساس مدل مرزی ناحیه پایدار صفحه فاز و با توجه به حالت‌های مختلف خودرو و روش‌های مختلف کنترلی جهت کنترل خودرو پیاده‌سازی می‌گردد. زمانی که خودرو در ناحیه پایدار می‌باشد، از کنترلر مود لغزشی تطبیقی برای سرعت زاویه چرخشی خودرو حول محور یاو جهت تعیین و مشخص نمودن گشتاور چرخشی استفاده می‌گردد. زمانی که خودرو خارج از منطقه پایدار قرار داشته باشد، جهت تعیین گشتاور چرخشی توسط الگوریتم کنترل مود لغزشی، علاوه بر لحاظ سرعت زاویه چرخشی خودرو حول محور یاو، نسبت به لحاظ زاویه لغزش جانبی خودرو نیز اقدام می‌گردد. لایه پایینی شامل یک الگوریتم کنترل توزیع بهینه گشتاور می‌باشد. که نسبت به تبدیل گشتاور چرخشی و توزیع بهینه گشتاور به چهار چرخ خودروی الکتریکی موتور در چرخ اقدام می‌گردد. در نهایت، با استفاده از نرم‌افزارهای سیمولینک/متلب و کارسیم اقدام به شبیه‌سازی می‌شود. نتایج حاصل از شبیه‌سازی‌های انجام شده، قابلیت‌های بالا و کارایی الگوریتم کنترل پیشنهادی را به نمایش می‌گذارد و به طور مؤثر خطای مابین واقعی و ایدئال را کاهش می‌دهد و سبب تقویت پایداری خودرو در زمان فرمان دادن می‌گردد.

ساختار بخش‌های مختلف این پژوهش به شرح ذیل می‌باشد. در ادامه مدل دینامیکی خودرو و دینامیک تایر به تفصیل در بخش دوم ارائه شده‌اند. بخش بعد به بیان جزئیات صفحه فاز مورد استفاده در سیستم کنترلی می‌پردازد. در بخش چهارم، به شرح جزئیات الگوریتم کنترل طراحی شده که شامل سه سطح می‌باشد، پرداخته می‌شود. بخش چهارم به بیان نتایج حاصل از شبیه‌سازی و بررسی عملکرد الگوریتم سیستم کنترل پیشنهادی اختصاص یافته است. در ادامه نیز نتیجه‌گیری ارائه گردیده است.

مدل دینامیکی

معادلات حرکت خودرو

در این پژوهش از مدل دو درجه آزادی که می‌تواند مقادیر سرعت زاویه چرخشی خودرو حول محور یاو و زاویه لغزش جانبی خودرو را به دست دهد، استفاده می‌گردد. شکل شماره (۱) مدل دو درجه آزادی خودرو را نمایش می‌دهد [14]. با توجه به شکل شماره (۱)، معادلات به شرح روابط شماره (۱) و (۲) بیان می‌گردد [21].

$$\dot{r} = \frac{l_f C_f - l_r C_r}{I_z}\beta + \frac{l_f^2 C_f + l_r^2 C_r}{I_z u} r - \frac{l_f C_f}{I_z}\delta \qquad (۱)$$

$$\dot{\beta} = \frac{C_r + C_f}{mu}\beta - \left(1 + \frac{l_r C_r - l_f C_f}{mu^2}\right) r - \frac{C_f}{mu}\delta \qquad (۲)$$

که زاویه فرمان، زاویه لغزش جانبی خودرو و سرعت زاویه چرخشی خودرو حول محور یاو به ترتیب با r،β،δ نشان داده می‌شود. همچنین فرض می‌گردد که خودرو تنها از طریق چرخ‌های جلو فرمان‌پذیر می‌باشد. فاصله مرکز جرم خودرو تا محورهای جلو و عقب به ترتیب با نمادهای l_f و l_r معرفی می‌گردد. نیروهای تایر نیز برحسب مختصات محلی تایر بیان می‌گردد. نیرویی که در راستای تایر بوده با زیرنویس x و نیرویی که عمود بر تایر می‌باشد با زیرنویس y مشخص می‌گردد. جرم خودرو و ممان اینرسی آن به ترتیب با m و I_z معرفی می‌گردد. سفتی گوشه تایرهای جلو و عقب به ترتیب با C_f و C_r نمایش داده می‌شود. سرعت طولی خودرو با u معرفی می‌گردد.

زمانی که سرعت زاویه چرخشی خودرو حول محور یاو و زاویه لغزش جانبی خودرو برابر صفر باشند، مقادیر ایدئال و مطلوب آن‌ها به شرح روابط شماره (۳) و (۴) حاصل می‌گردد [14].

$$r_{ref} = \min\left\{|r_{max}|.\left|\frac{u\delta}{(l_r + l_f)(Ku^2 + 1)}\right|\right\} \mathrm{sign}(\delta) \qquad (۳)$$

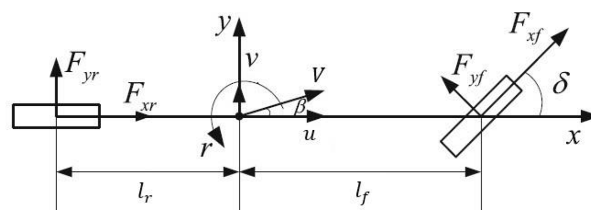
$$\beta_{ref} = \min\left\{|\beta_{max}|.\left|\frac{(ml_f u^2)/(C_r(l_r + l_f)^2) + \frac{l_r}{l_r + l_f}}{1 + Ku^2}\right|\right\} \mathrm{sign}(\delta) \qquad (۴)$$

که

$$|\beta_{max}| = \mu g(\frac{l_r}{u^2} + \frac{ml_f}{C_r(l_f+l_r)}) \quad (۵)$$

$$|r_{max}| = \frac{\mu g}{u} \quad (۶)$$

که μ ضریب اصطکاک سطح جاده و تایر می‌باشد.



شکل ۱ مدل دینامیک دو درجه آزادی خودرو [14]

معادله چرخ

چرخ یکی از زیرسیستم‌ها در تحلیل رفتار دینامیکی خودرو در حالت‌های شتاب‌گیری و ترمزگیری می‌باشد. معادله حرکت چرخ را می‌توان با رابطه شماره (۷) بیان نمود [14].

$$I_w \frac{d\omega_j}{dt} = T_{d_j} - T_{b_j} - F_{x_j}R - T_{Roll} \quad (۷)$$

که I_w ممان اینرسی دورانی چرخ، F_x نیروی طولی تایر، R شعاع مؤثر چرخ، ω_j سرعت دورانی چرخ و T_d, T_b به ترتیب معرف گشتاور ترمزی و رانشی می‌باشد. همچنین گشتاور مقاوم غلتشی نیز با استفاده از رابطه شماره (۸) قابل محاسبه می‌باشد [21].

$$T_{Roll} = f_r R F_z \quad (۸)$$

که f_r و F_z به ترتیب معرف مقاومت غلتشی تایر و نیروی نرمال تایر می‌باشد.

دینامیک تایر

با فرض وابستگی خطی نیروی اصطکاک تایرها به نیروی عمودی هر تایر، می‌توان نیروهای طولی و عرضی تایر را با روابط شماره (۹) و (۱۰) بیان کرد [21].

$$F_{x_{\tau.\varepsilon}} = C_{\tau.\varepsilon}\frac{\sigma_{x_{\tau.\varepsilon}}}{1-\sigma_{x_{\tau.\varepsilon}}} f(s) \quad . \ \tau \in \{f,r\} . \varepsilon \in \{l,r\} \quad (۹)$$

$$F_{y_{\tau.\varepsilon}} = C_{\tau.\varepsilon}\frac{\sigma_{x_{\tau.\varepsilon}}\tan\alpha}{1-\sigma_{x_{\tau.\varepsilon}}} f(s) \quad . \ \tau \in \{f,r\} . \varepsilon \in \{l,r\} \quad (۱۰)$$

که

$$f(s) = \begin{cases} s(2-s) & . s < 1 \\ 1 & . s \geq 1 \end{cases} \quad (۱۱)$$

و

$$s = (1-\sigma_{x_{\tau.\varepsilon}})\left[\frac{\mu_{k_{\tau.\varepsilon}} F_{z_{\tau.\varepsilon}}(1 - u\sqrt{\sigma_{x_{\tau.\varepsilon}}^2 + (\tan\alpha)^2})}{2\sqrt{C_{\tau.\varepsilon}^2 \sigma_{x_{\tau.\varepsilon}} + C_{\tau.\varepsilon}^2 (\tan\alpha)^2}}\right] \quad (۱۲)$$

که $F_{z_{\tau.\varepsilon}}$ معرف بار عمودی هر یک از تایرهای جلو و عقب بوده و $\mu_{k_{\tau.\varepsilon}}$ نیز بیانگر ضریب اصطکاک طولی یا عرضی تایر می‌باشد. نیروی عمودی تایر با روابط شماره (۱۳) الی (۱۶) توصیف می‌گردد [14].

$$F_{z_{f.l}} = m\left[\frac{gl_r - a_x h_{cg} - F_{aero}h_{aero}/m}{2(l_r+l_f)} - \frac{l_r a_y h_{cg}}{(l_r+l_f)t_w}\right] - \frac{0.6F_{aero}}{4} \quad (۱۳)$$

$$F_{z_{f.r}} = m\left[\frac{gl_r - a_x h_{cg} - F_{aero}h_{aero}/m}{2(l_r+l_f)} + \frac{l_r a_y h_{cg}}{(l_r+l_f)t_w}\right] - \frac{0.6F_{aero}}{4} \quad (۱۴)$$

$$F_{z_{r.l}} = m\left[\frac{gl_f + a_x h_{cg} + F_{aero}h_{aero}/m}{2(l_r+l_f)} - \frac{l_f a_y h_{cg}}{(l_r+l_f)t_w}\right] - \frac{0.6F_{aero}}{4} \quad (۱۵)$$

$$F_{z_{r.r}} = m\left[\frac{gl_f + a_x h_{cg} + F_{aero}h_{aero}/m}{2(l_r+l_f)} + \frac{l_f a_y h_{cg}}{(l_r+l_f)t_w}\right] - \frac{0.6F_{aero}}{4} \quad (۱۶)$$

که g، h_{aero} و h_{cg} به ترتیب معرف شتاب جاذبه، ارتفاع مرکز اعمال نیروی آیرودینامیکی از سطح جاده و ارتفاع مرکز جرم از سطح جاده می‌باشد. عبارت $0.6F_{aero}$ بیانگر نیروی آیرودینامیکی می‌باشد که در جهت قائم به خودرو اعمال می‌گردد [21]. در این پژوهش فرض می‌شود که این نیرو به صورت برابر بین تایرها تقسیم شده است. همچنین ضریب $\mu_{K_{\tau.\varepsilon}}$ نیز می‌تواند با استفاده از روابط شماره (۱۷) و (۱۸) محاسبه گردد [31].

$$\mu_{k_{\tau.\varepsilon}} = \frac{\sigma_{k_{\tau.\varepsilon}}}{\sigma_{\tau.\varepsilon}}\mu_{\tau.\varepsilon} . k \in \{x.y\} \ . \tau \in \{f,r\} . \varepsilon \in \{l,r\} \quad (۱۷)$$

$$\mu_{\tau.\varepsilon} = D_{\tau.\varepsilon}\sin(C_{\tau.\varepsilon}\arctan(B_{\tau.\varepsilon}\sigma_{\tau.\varepsilon})) . \tau \in \{f,r\}. \varepsilon \in \{l,r\} \quad (۱۸)$$

که $B_{\tau.\varepsilon}.C_{\tau.\varepsilon}.D_{\tau.\varepsilon}$ ضرایب ثابتی هستند که برای تایر و جاده مورد نظر مشخص می‌باشند. همچنین در این پژوهش فرض می‌شود که این ضرایب برای چهار تایر یکسان باشند. $\sigma_{\tau.\varepsilon}$ بیانگر لغزش کل تایر بوده که تابعی از لغزش‌های طولی و عرضی تایر می‌باشد [31].

$$\sigma_{\tau.\varepsilon} = \sqrt{{\sigma_{x_{\tau.\varepsilon}}}^2 + {\sigma_{y_{\tau.\varepsilon}}}^2}\ .\ \tau \in \{f.r\}.\ \varepsilon \in \{l.r\} \qquad (۱۹)$$

لغزش طولی هر یک از تایرهای جلو یا عقب تابعی از سرعت طولی نقطه تماس تایر با سطح جاده $(v_{cw_{\tau.\varepsilon}})$ و سرعت طولی معادل دوران چرخ $(v_{rw_{\tau.\varepsilon}})$ بوده و با رابطه شماره (۲۰) قابل تعریف می‌باشد [31].

$$\sigma_{x_{\tau.\varepsilon}} = \frac{v_{rw_{\tau.\varepsilon}} - v_{cw_{\tau.\varepsilon}}}{\max(v_{rw_{\tau.\varepsilon}}.v_{cw_{\tau.\varepsilon}})}.\tau \in \{f.r\}.\varepsilon \in \{l.r\} \qquad (۲۰)$$

سرعت طولی نقطه تماس هر یک از تایرها با سطح جاده را می‌توان با کمک روابط شماره (۲۱) الی (۲۴) محاسبه نمود [32].

$$v_{cw_{f.l}} = v_{cg} - r\left(\frac{T}{2} - l_f\beta\right) \qquad (۲۱)$$

$$v_{cw_{f.r}} = v_{cg} + r\left(\frac{T}{2} + l_f\beta\right) \qquad (۲۲)$$

$$v_{cw_{r.l}} = v_{cg} - r\left(\frac{T}{2} + l_r\beta\right) \qquad (۲۳)$$

$$v_{cw_{r.r}} = v_{cg} + r\left(\frac{T}{2} - l_r\beta\right) \qquad (۲۴)$$

همچنین سرعت طولی معادل دوران چرخ نیز از رابطه شماره (۲۵) قابل محاسبه می‌باشد [33].

$$v_{rw_{\tau.\varepsilon}} = r_{w_{\tau.\varepsilon}}\omega_{\tau.\varepsilon}\ .\tau \in \{f.r\}.\varepsilon \in \{l.r\} \qquad (۲۵)$$

که $\omega_{\tau.\varepsilon}$ سرعت دورانی چرخ می‌باشد.

جهت محاسبه لغزش عرضی تایر، ابتدا باید زاویه لغزش تایر $(\alpha_{\tau.\varepsilon})$ معین گردد [34]. زوایه‌های لغزش تایرهای جلو و عقب را می‌توان با استفاده از روابط شماره (۲۶) الی (۲۹) تعیین نمود.

$$\alpha_{f.l} = \delta - \arctan(\frac{v + rl_f}{u - r\,t_w/2}) \qquad (۲۶)$$

$$\alpha_{f.r} = \delta - \arctan(\frac{v + rl_f}{u + r\,t_w/2}) \qquad (۲۷)$$

$$\alpha_{r.l} = -\arctan(\frac{v - rl_r}{u - r\,t_w/2}) \qquad (۲۸)$$

$$\alpha_{r.r} = -\arctan(\frac{v - rl_r}{u + r\,t_w/2}) \qquad (۲۹)$$

حال که زاویه لغزش مشخص گردید، با کمک روابط (۳۰) و (۳۱) می‌توان لغزش عرضی را محاسبه نمود [21].

حالت اول $(\sigma_{x_{\tau.\varepsilon}} \leq 0)$:

$$\sigma_{y_{\tau.\varepsilon}} = \frac{v_{rw_{\tau.\varepsilon}}\sin(\alpha_{\tau.\varepsilon})}{v_{cw_{\tau.\varepsilon}}}.\ \tau \in \{f.r\}\ .\varepsilon \in \{l.r\} \qquad (۳۰)$$

حالت دوم $(\sigma_{x_{\tau.\varepsilon}} > 0)$:

$$\sigma_{y_{\tau.\varepsilon}} = \tan(\alpha_{\tau.\varepsilon})\ .\ \tau \in \{f,r\}\ .\ \varepsilon \in \{l.r\} \qquad (۳۱)$$

پارامترهای مدل دینامیکی خودروی مورد نظر در جدول شماره (۱) ارائه شده‌اند.

جدول ۱ پارامترهای خودرو [14]

نماد پارامتر	واحد	مقدار
m	kg	۱۴۱۱
C_d	-	۰/۴۵
I_w	kgm^2	۲/۶
t_w	m	۱/۴۸
a	m	۱/۵۶
b	m	۱/۰۴
h_s	m	۰/۵۴
I_z	kgm^2	۲۰۳۱/۴
A_F	m^2	۲/۰۷

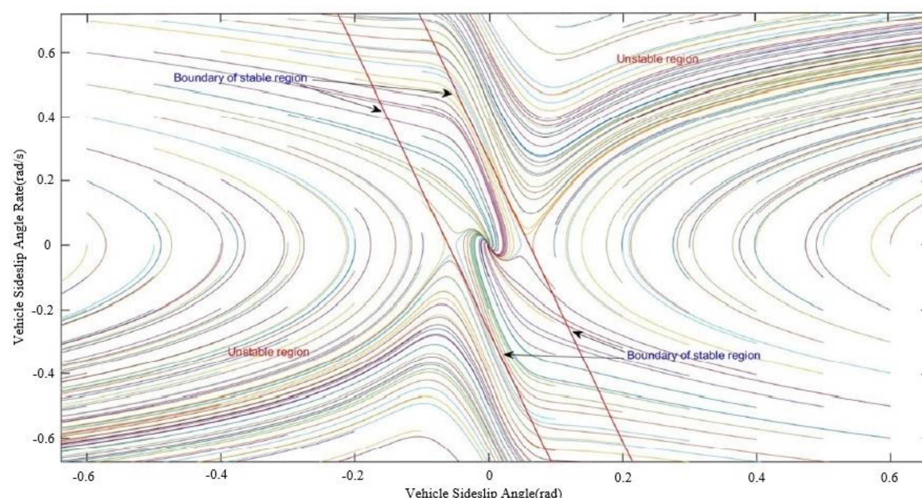
پیاده‌سازی صفحه فاز

زمانی که خودرو در شرایط ناپایدار می‌باشد، صفحه فاز زاویه لغزش جانبی خودرو ـ زاویه چرخشی خودرو حول محور یاو مستعد اشتباه در محاسبات می‌باشد. ولی صفحه فاز زاویه لغزش جانبی خودرو ـ سرعت زاویه لغزش جانبی خودرو دارای دقت بیشتری می‌باشد [33]. بنابراین در این پژوهش، صفحه فاز سرعت زاویه لغزش جانبی خودرو ـ زاویه لغزش جانبی خودرو به عنوان معیاری برای ناپایداری خودرو پیاده‌سازی می‌گردد. با توجه به مدل دو درجه آزادی خودرو، زاویه لغزش جانبی خودرو و سرعت زاویه چرخشی خودرو حول محور یاو به عنوان متغیرها حاصل می‌گردد و سیستم مرتبه دوم به شرح روابط شماره (۳۲) و (۳۳) بیان می‌گردد [23].

$$\dot{\beta} = g_1(\beta, r) \qquad (۳۲)$$

$$\dot{r} = g_2(\beta, r) \qquad (۳۳)$$

که g_1 و g_2 به ترتیب توابع بیانگر $\dot{\beta}$ و $\dot{r}$ می‌باشند. با توجه به رابطه‌های شماره (۳۲) و (۳۳)، صفحه فاز سرعت زاویه لغزش جانبی خودرو ـ زاویه لغزش جانبی خودرو حاصل شده در شکل شماره (۲) قابل مشاهده می‌باشد.



شکل ۲ صفحه فاز لغزش جانبی خودرو

جهت نشان دادن منطقه پایداری، از دو خط موازی متقارن برای تقسیم مسیر فاز به ناحیه‌های پایدار و ناپایدار استفاده می‌شود. منطقه‌ای که توسط دو خط مرزی احاطه شده است، منطقه پایدار می‌باشد که در شکل شماره (۲) نشان داده شده است. معادله مرزی به شرح رابطه شماره (۳۴) بیان می‌گردد [24].

$$|\dot{\beta} + \eta\beta| \leq \varphi \quad (۳۴)$$

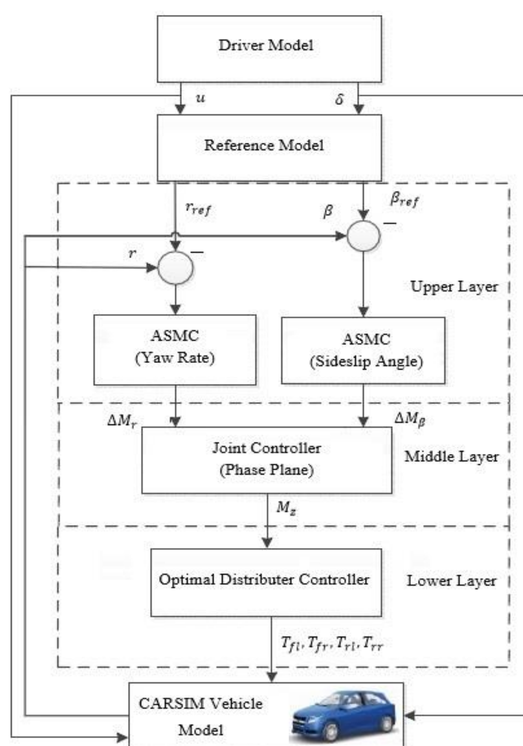
که η نمایانگر شیب خط مرزی می‌باشد. نقطه قطع خط مرزی با φ نشان داده می‌شود. مقادیر به عوامل مؤثر بر صفحه فاز مربوط می‌باشد. در کاربرد عملی، تأثیر زاویه فرمان چرخ جلو بر روی مرز پایداری صفحه فاز سرعت زاویه لغزش جانبی خودرو ـ زاویه لغزش جانبی خودرو را می‌توان در نظر نگرفت [27]. بنابراین در این پژوهش تنها تأثیر ضریب اصطکاک سطح جاده و تایر لحاظ می‌گردد. با افزایش ضریب اصطکاک سطح جاده و تایر، رهگیری مرز پایدار φ افزایش می‌یابد. و شیب η کاهش می‌یابد. بنابراین ناحیه پایدار با افزایش ضریب اصطکاک سطح جاده و تایر، که با وضعیت واقعی تطابق دارد، افزایش می‌یابد. با توجه به رابطه شماره (۳۴) و لحاظ روابط شماره (۳۵) و (۳۶)، معادلات مرزی تکمیل می‌گردد [25].

$$\eta = 0.785\mu^2 - 3.798\mu - 0.637 \quad (۳۵)$$

$$\varphi = 0.0792\mu^2 - 0.149\mu + 0.035 \quad (۳۶)$$

طراحی الگوریتم کنترل پایدارساز

الگوریتم کنترل پیشنهادی دارای سه سطح می‌باشد. سطح اول، الگوریتم کنترل مود لغزشی تطبیقی را شامل می‌شود که خروجی‌های این سطح، گشتاور چرخشی می‌باشد. سطح دوم، شامل یک کنترلر مشترک می‌باشد که نسبت به بررسی و تحلیل پایداری خودرو بر اساس صفحه فازش سرعت زاویه لغزش جانبی خودرو ـ زاویه لغزش جانبی خودرو جهت متعادل نمودن دامنه دو کنترلر می‌پردازد. در سطح سوم نسبت به محاسبه گشتاور نهایی و توزیع گشتاورهای مورد نیاز چرخ‌ها اقدام می‌گردد.



شکل ۳ ساختار کنترل پایدارساز

الگوریتم کنترل مود لغزشی جهت سرعت زاویه چرخشی خودرو حول محور یاو

جهت طراحی الگوریتم کنترل مود لغزشی، نسبت به طراحی سطح لغزش اقدام می‌گردد. ویژگی‌های مود لغزشی سبب استحکام سیستم در مقابل اغتشاش‌های خارجی می‌گردد. با توجه به مدل دینامیکی خودرو، رابطه (۱) و (۲) بازنویسی می‌گردد. که رابطه (۳۷) و (۳۸) حاصل می‌گردد [21].

$$\dot{r} = \frac{l_r^2 C_r + l_f^2 C_f}{I_z u} r + \frac{l_f C_f - l_r C_r}{I_z} \beta - \frac{l_f C_f}{I_z} \delta + \frac{M_j}{I_z} \quad (۳۷)$$

$$\dot{\beta} = -\left(\frac{l_r C_r - l_f C_f}{m u^2} + 1\right) r + \frac{C_r + C_f}{m u} \beta - \frac{C_f}{m u} \delta \quad (۳۸)$$

که M_j گشتاور چرخشی اضافی می‌باشد. j مربوط به متغیر کنترل می‌باشد. زمانی که متغیر کنترل، سرعت زاویه چرخشی حول محور یاو باشد، $j = r$ لحاظ می‌گردد. و هنگامی که متغیر کنترل زاویه لغزش جانبی خودرو می‌باشد، $j = \beta$ لحاظ می‌شود. سطح لغزش الگوریتم کنترل به صورت رابطه شماره (۳۹) تعریف می‌گردد.

$$S_r = C_r e_r + \dot{e}_r \quad (۳۹)$$

با انجام عملیات مشتق‌گیری از رابطه شماره (۳۹)، رابطه شماره (۴۰) به عنوان مشتق سطح لغزش بیان می‌گردد.

$$\dot{S}_r = C_r \dot{e}_r + \ddot{e}_r \quad (۴۰)$$

که e_r بیانگر خطای مابین مقدار واقعی و ایده‌ال متغیر کنترل می‌باشد. C_r ضریب وزنی می‌باشد. در این پژوهش یک قانون رویکرد مود لغزشی با ویژگی‌های رویکرد نمایی جهت سرکوب و خنثی نمودن پدیده پرش در سیستم به شرح رابطه شماره (۴۱) پیشنهاد می‌گردد.

$$\dot{S}_r = -K_r \operatorname{sign}(S_r) - \tau_r S_r \quad (۴۱)$$

که K_r و τ_r مقادیر ثابت مثبت می‌باشند. اگر K_r یک مقدار ثابت لحاظ گردد، کنترلر قادر به حصول اطمینان جهت قانون رسیدن برای سرکوب پدیده پرش در سیستم نمی‌باشد. بنابراین در این پژوهش جهت حل مشکل، K_r به صورت یک پارامتر تطبیقی که با تغییر حالت سیستم تغییر می‌کند، مورد طراحی واقع می‌گردد.

$$\dot{S}_{r0} = -K_{r0} \operatorname{sign}(S_r) - \tau_r S_r \quad (۴۲)$$

که

$$K_{r0} = \frac{\lambda}{\varepsilon} + \left(1 + \frac{1}{|e_r|} - \varepsilon\right) e^{-\zeta |S_r|} \quad (۴۳)$$

که پارامترهای $\lambda > 0$، $\zeta > 0$، $0 < \varepsilon < 1$ می‌باشد.

اگر وضعیت سیستم از سطح لغزش دور باشد، $|S_r| \to \infty$ و K_{r0} تمایل به مقدار ثابت (λ/ε) دارد. بنابراین سرعت نزدیک شدن افزایش می‌یابد. در حالیکه اگر وضعیت سیستم به سطح مود لغزشی نزدیک باشد، $|S_r| \to 0$ و K_{r0} به مقدار ثابت $(\lambda/\varepsilon + 1/|e_r| + 1 - \varepsilon)$ میل می‌کند. با کاهش e_r، سرعت نزدیک شدن به تدریج به صفر نزدیک می‌شود، بنابراین به طور اثربخشی مسئله پرش و نوسانات در سیستم کاهش می‌یابد.

با وارد نمودن روابط شماره (۳)، (۴)، (۳۷) و (۳۸) در رابطه شماره (۳۹)، رابطه شماره (۴۴) به عنوان مشتق سطح لغزش حاصل می‌گردد.

$$\dot{S}_r = C_r \dot{e}_r + \ddot{e}_r = C_r \dot{e}_r + \ddot{r} - \ddot{r}_{ref}$$
$$= C_r \dot{e}_r + \frac{l_f C_f - l_r C_r}{I_z}(\dot{\beta}) + \frac{l_f^2 C_f + l_r^2 C_r}{I_z}(\dot{\delta}) + \frac{\dot{M}_r}{I_z} - \ddot{r}_{ref} \quad (۴۴)$$

گشتاور چرخشی در رابطه شماره (۴۵) قابل توصیف می‌باشد.

$$M_r = -I_z[C_r \dot{e}_r - \ddot{r}_{ref} + K_{r0} \operatorname{sign}(S_r) + \tau_r S_r] +$$
$$(l_f C_f - l_r C_r)\dot{\beta} + \left(\frac{l_f^2 C_f + l_r^2 C_r}{u}\right)\dot{r} - (l_f C_f)\dot{\delta} \quad (۴۵)$$

در این پژوهش به منظور سرکوب بیشتر پدیده پرش و نوسانات در سیستم، به جای تابع علامت، تابع اشباع که در رابطه شماره (۴۶) بیان گردیده است، پیاده‌سازی می‌گردد.

$$\operatorname{sat}(S_r) = \begin{cases} 1 & S_r > Q \\ K_\varphi S_r & |S_r| \le Q \,.\, K_\varphi = (1/Q) \\ 1 & S_r < Q \end{cases} \quad (۴۶)$$

که Q لایه مرزی می‌باشد و K_φ یک ثابت می‌باشد.

الگوریتم کنترل مود لغزشی جهت زاویه لغزش جانبی خودرو

زاویه لغزش جانبی خودرو بیشترین حساسیت را نسبت به

فرمان‌پذیری خودرو دارد [27]. بنابراین، جهت طراحی الگوریتم کنترل پیشنهادی نسبت به تعریف سطح لغزش جهت ممانعت از بزرگ شدن زاویه لغزش جانبی واقعی خودرو اقدام می‌گردد. سطح لغزش در رابطه شماره (۴۷) توصیف می‌گردد.

$$S_\beta = C_\beta e_\beta + \dot{e}_\beta \qquad (۴۷)$$

بعد از انجام فرایند مشتق‌گیری، مشتق سطح لغزش در رابطه شماره (۴۸) بیان می‌گردد.

$$\dot{S}_\beta = C_\beta \dot{e}_\beta + \ddot{e}_\beta \qquad (۴۸)$$

با توجه به رابطه‌های شماره (۴۲) و (۴۳)، وضعیت رویکرد مود لغزشی به صورت رابطه شماره (۴۹) تعریف می‌گردد.

$$\dot{S}_\beta = -K_{\beta 0}\mathrm{sign}(S_\beta) - \tau_\beta S_\beta \qquad (۴۹)$$

با لحاظ روابط شماره (۳۷) و (۳۸) در رابطه شماره (۴۷)، گشتاور چرخشی در حالت زاویه لغزش جانبی خودرو در رابطه شماره (۵۰) قابل بیان می‌باشد.

$$M_\beta = l_f C_f \delta - (l_f C_f - l_r C_r)\beta - \frac{l_f^2 C_f + l_r^2 C_r}{u}(r) - I_z\left(K_{\beta 0}\mathrm{sat}(S_\beta) + \tau_\beta S_\beta + C_\beta \dot{e}_\beta + \frac{C_r + C_f}{mu}(\dot{\beta}) - \frac{C_f}{mu}(\dot{\delta}) - \ddot{\beta}_{ref}\right) \Big/ \left(\frac{l_f C_f - l_r C_r}{mu^2 - 1}\right)$$

(۵۰)

تحلیل پایداری الگوریتم کنترل

برای تحلیل و بررسی پایداری سیستم الگوریتم کنترل پیشنهادی، نسبت به تعریف تابع لیاپانوف به شرح رابطه شماره (۵۱) اقدام می‌گردد.

$$V = 0.5S^2 \qquad (۵۱)$$

پس از انجام فرایند مشتق‌گیری، رابطه شماره (۵۲) حاصل می‌گردد.

$$\dot{V} = S_r \dot{S}_r = S_r\left[C_r \dot{e}_r + \frac{l_f C_f - l_r C_r}{I_z}(\dot{\beta}) + \frac{l_f^2 C_f + l_r^2 C_r}{u I_z}(\dot{r}) - \frac{l_f C_f}{I_z}(\dot{\delta}) + \frac{M_r}{I_z} - \ddot{r}_{ref}\right]$$

(۵۲)

پس از لحاظ گشتاور چرخشی M_r، رابطه شماره (۵۳) قابل تعریف می‌باشد.

$$\dot{V} = S_r[-K_{r0}\mathrm{sign}(S_r)] = \begin{cases} -K_{r0}|S_r| & |S_r| > Q \\ -K_{r0}K_r S_r^2 & |S_r| \le Q \end{cases}$$

(۵۳)

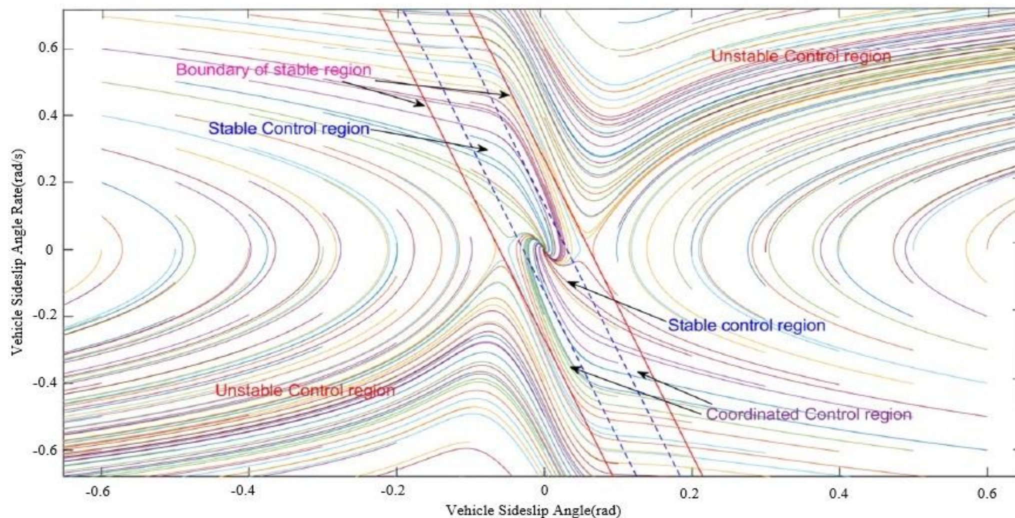
اگر $K_{r0} > 0$. $K_r > 0$ ، $\dot{V} \le 0$ برقرار باشد، سیستم پایدار خواهد بود.

الگوریتم کنترل مشترک

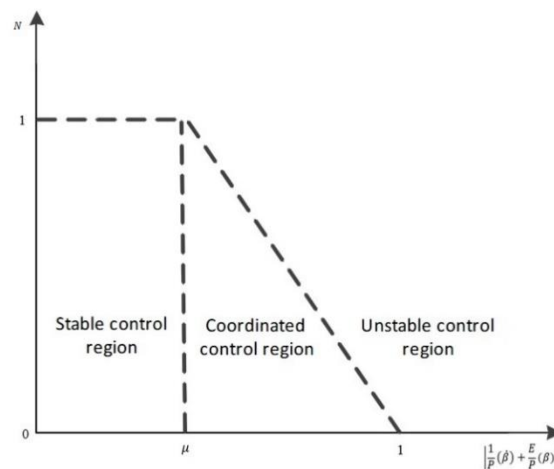
میزان خروجی الگوریتم کنترلر سرعت زاویه چرخشی خودرو حول محور یاو به عنوان گشتاور چرخشی نهایی در منطقه کنترل پایداری لحاظ می‌گردد. میزان خروجی الگوریتم کنترلر زاویه لغزش جانبی خودرو به عنوان گشتاور چرخشی نهایی در منطقه کنترل ناپایدار لحاظ می‌گردد. عملکرد دو الگوریتم کنترلی به طور مشترک و هماهنگ در منطقه کنترل هماهنگ نسبت به لحاظ گشتاور چرخشی نهایی در نظر گرفته می‌شود. تقسیم‌بندی دامنه کنترل صفحه فاز سرعت زاویه لغزش جانبی خودرو ـ زاویه لغزش جانبی خودرو در شکل (۴) نمایش داده می‌شود. با توجه به شکل، دو منحنی موازی قرمز رنگ، خطوط مرزی منطقه پایدار می‌باشند. دو خط‌چین موازی آبی رنگ، خطوط مرزی منطقه کنترل مشترک می‌باشد و منطقه‌های پایدار، ناپایدار و منطقه کنترل مشترک مشخص می‌باشد. زمانی که میزان μ کاهش می‌یابد، محدوده ناحیه پایداری صفحه فاز کاهش می‌یابد، بنابراین شرایط مرزی منطقه کنترل مشترک به شرح رابطه شماره (۵۴) قابل تعریف می‌باشد [24].

$$\mu \le \left|\frac{1}{P}(\dot{\beta}) + \frac{E}{P}(\beta)\right| \le 1 \qquad (۵۴)$$

در حوزه کنترل مشترک، دو الگوریتم کنترل مود لغزشی تطبیقی با هم همکاری مشترک و هماهنگی را دنبال می‌کنند. ضریب وزنی برای متعادل نمودن نسبت‌های دو الگوریتم کنترل تعریف می‌گردد. پس از لحاظ ضریب وزنی، در رابطه شماره (۵۵) نسبت به تعریف گشتاور چرخشی مجموع اقدام می‌گردد.



شکل ۴ صفحه فاز سرعت لغزش جانبی خودرو ـ دلغزش جانبی خودرو



شکل ۵ رابطه مابین ضریب وزنی N و دامنه کنترل صفحه فاز سرعت لغزش جانبی خودرو ـ لغزش جانبی خودرو

$$M_u = NM_r + (1 - N)M_\beta \quad (۵۵)$$

رابطه مابین ضریب وزنی N و مرز پایداری در شکل شماره (۵) قابل نمایش می‌باشد. حداکثر گشتاور چرخشی قابل دسترس در رابطه شماره (۵۶) بیان می‌گردد.

$$M_{u_{max}} = t\mu\,(F_{x_{fr}} + F_{x_{rr}} - F_{x_{fl}} - F_{x_{rl}})/2 \quad (۵۶)$$

که $F_{x_{rr}}.F_{x_{rl}}.F_{x_{fl}}.F_{x_{fr}}$ به ترتیب بیانگر نیروهای طولی چهار چرخ خودروی الکتریکی موتور در چرخ می‌باشد. فاصله مابین چرخ‌های چپ و راست خودرو با t نمایش داده می‌شود. میزان حداکثر گشتاور چرخشی و میزان گشتاور چرخشی مورد مقایسه واقع می‌گردد و مقدار کوچک‌تر به عنوان گشتاور چرخشی نهایی به سطح پایینی سیستم الگوریتم کنترل تحویل داده می‌شود.

$$M_z = \min\{M_{u_{max}}.M_u\} \quad (۵۷)$$

شکل (۵) بیانگر رابطه مابین ضریب وزنی N و دامنه کنترل صفحه فاز سرعت زاویه لغزش جانبی خودرو ـ لغزش جانبی خودرو (مرز پایداری) می‌باشد.

توزیع گشتاور چرخشی بهینه

در لایه پایینی الگوریتم کنترل پیشنهادی از یک تابع توزیع بهینه استفاده می‌گردد. در این بخش نسبت به مسئله توزیع گشتاور چرخشی که تخصیص گشتاور چرخشی به هر تایر می‌باشد پرداخته می‌شود. گشتاور چرخشی M_z را می‌توان به صورت رابطه شماره (۵۸) بازنویسی و بیان نمود.

$$M_z = t_w F_{x_{rr}} - t_w F_{x_{rl}} + (t_w \cos\delta + a \sin\delta) F_{x_{fr}} + (a \sin\delta - t_w \cos\delta) F_{x_{fl}} \qquad (۵۸)$$

که $F_x = [F_{x_{fl}} \quad F_{x_{fr}} \quad F_{x_{rl}} \quad F_{x_{rr}}]^T$ نیروی طولی تایر می‌باشد. رابطه مابین $T_{x_{ij}}$و $F_{x_{ij}}$ را می‌توان با رابطه شماره (۵۹) بیان نمود.

$$F_{x_{ij}} = \frac{T_{x_{ij}}}{R} \qquad (۵۹)$$

که R شعاع غلتشی چرخ می‌باشد.

با انجام تغییر متغیر به شرح رابطه شماره (۶۰) و با بازنویسی رابطه شماره (۵۸)، رابطه شماره (۶۱) حاصل می‌گردد.

$$C = [(-t_w \cos\delta + a \sin\delta) \quad (t_w \cos\delta + a \sin\delta) \quad -t_w \quad t_w] \qquad (۶۰)$$

که در رابطه شماره (۶۱) خواهیم داشت:

$$M_z = CF_x \qquad (۶۱)$$

جهت حصول توزیع گشتاور چرخشی بهینه، نسبت به تعریف تابع هزینه مطابق با رابطه شماره (۶۲) اقدام می‌گردد.

$$J = F_x^T w_1 F_x + (CF_x - M_z)^T w_2 (CF_x - M_z) \qquad (۶۲)$$

که w_1 ماتریس وزنی توزیع نیروی تایر= w_1 $diag[w_{fl} \quad w_{fr} \quad w_{rl} \quad w_{rr}]$ می‌باشد که جهت تنظیم بزرگی نیروهای تایر مورد استفاده واقع می‌گردد. w_2 ماتریس وزنی تنظیم کننده بوده که برای تنظیم بزرگی $(CF_x - M_z)$ مورد استفاده واقع می‌گردد.

با توجه به رابطه شماره (۶۲) خواهیم داشت:

$$\frac{\partial J}{\partial F_x} = w_1 F_x + C^T w_2 (CF_x - M_z) = (w_1 + C^T w_2 C) F_x - C^T w_2 M_z \qquad (۶۳)$$

و

$$\frac{\partial^2 J}{\partial^2 F_x} = w_1 + C^T w_2 C \qquad (۶۴)$$

از رابطه شماره (۶۲) می‌دانیم که اگر $w_1 > 0$ و $C^T w_2 C > 0$ باشد، $\frac{\partial^2 J}{\partial^2 F_x} > 0$ برقرار می‌باشد. بنابراین تابع هزینه دارای حداقل میزان می‌باشد و F_x رابطه شماره (۶۵) را دنبال می‌کند.

$$F_x = (w_1 + C^T w_2 C)^{-1} C^T w_2 M_z \qquad (۶۵)$$

در اینجا، w_1 به عنوان تابعی از نیروی نرمال که متناسب با نیروی عمودی تایرها طراحی شده است و با افزایش نیروی عمودی، افزایش می‌یابد.

$$w_{1_{ij}} = \frac{F_z}{F_{z_{ij}}} \qquad (۶۶)$$

که $F_z = \frac{mg}{4}$ و $F_{z_{ij}}$ معرف نیروی عمودی هر تایر می‌باشد که در رابطه‌های شماره (۶۰) الی (۶۳) قابل تعریف می‌باشد.

$$F_{z_{fl}} = b\left[\frac{mg}{2(a+b)} + \frac{ma_y h}{2t_w(a+b)}\right] - \frac{ma_x h}{2(a+b)} \qquad (۶۷)$$

$$F_{z_{fr}} = b\left[\frac{mg}{2(a+b)} - \frac{ma_y h}{2t_w(a+b)}\right] - \frac{ma_x h}{2(a+b)} \qquad (۶۸)$$

$$F_{z_{rl}} = a\left[\frac{mg}{2(a+b)} + \frac{ma_y h}{2t_w(a+b)}\right] + \frac{ma_x h}{2(a+b)} \qquad (۶۹)$$

$$F_{z_{rl}} = a\left[\frac{mg}{2(a+b)} - \frac{ma_y h}{2t_w(a+b)}\right] + \frac{ma_x h}{2(a+b)} \qquad (۷۰)$$

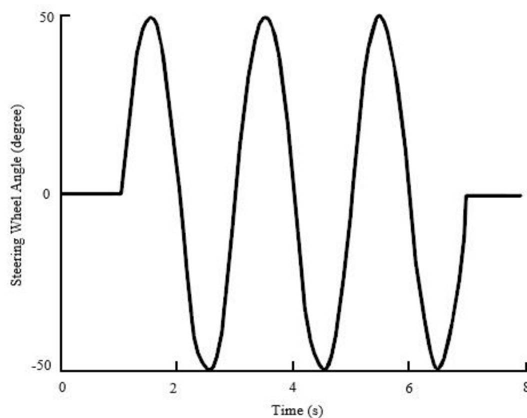
که g معرف شتاب گرانشی می‌باشد. ارتفاع مرکز جرم خودرو با h نمایش داده می‌شود. شتاب‌های طولی و عرضی خودرو به ترتیب با a_x و a_y نشان داده می‌شود.

نتایج حاصل از شبیه‌سازی

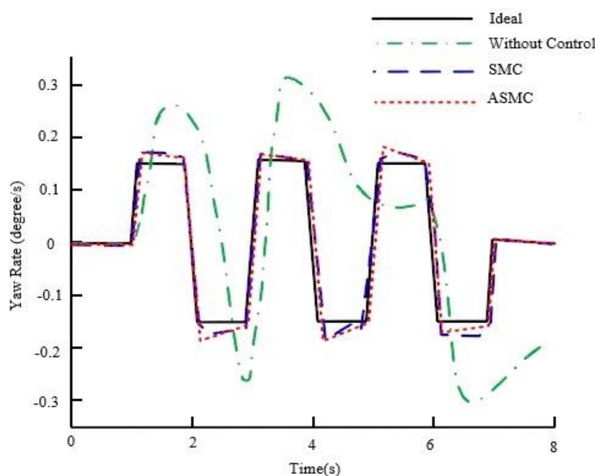
در این پژوهش، نسبت به تحلیل و بررسی نتایج حاصل از شبیه‌سازی‌های انجام شده در مانورهای مختلف اقدام می‌گردد. جهت صحه‌گذاری شبیه‌سازی‌های انجام شده تحت شرایط چسبندگی متفاوت سطح جاده با سرعت‌های مختلف از نرم‌افزارهای متلب/کارسیم استفاده می‌گردد. جهت بررسی شبیه‌سازی‌های انجام شده، نسبت به پیاده‌سازی سناریوهای مختلف اقدام می‌گردد. همچنین یک مدل راننده در سیمولینک/متلب جهت شبیه‌سازی و اشتراک با کارسیم ایجاده شده است. ورودی‌های زاویه فرمان متفاوت بر اساس مدل راننده ایجاد شده، مورد استفاده واقع می‌گردد. در بخش اول، در سناریو تعریف شده، جهت تحلیل و مقایسه عملکرد الگوریتم کنترل مود لغزشی تطبیقی و کنترل مود لغزشی و نشان دادن کارایی الگوریتم پیشنهادی، ورودی زاویه فرمان سینوسی فرض می‌گردد. در بخش دوم، نسبت به پیاده‌سازی یک مانور تعویض خط جهت تحلیل عملکرد الگوریتم کنترل پیشنهادی و نشان دادن اثربخشی سیستم الگوریتم پیشنهادی اقدام می‌گردد. همچنین شایان ذکر می‌باشد که عملکرد کنترل مود لغزشی تطبیقی با نماد ASMC و عملکرد کنترل مود لغزشی با نماد SMC در شکل‌ها نشان داده می‌شود.

سناریو اول

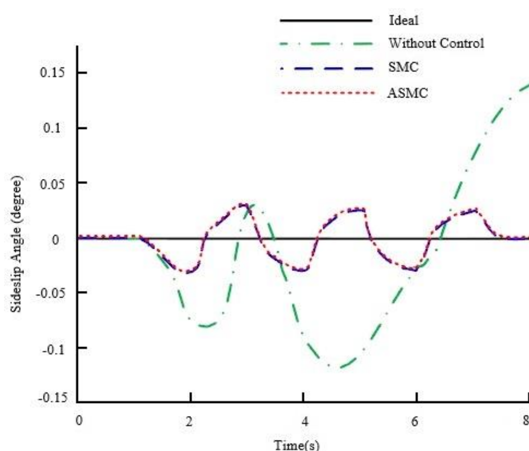
در این بخش، اثربخشی و کارایی سیستم الگوریتم کنترل مود لغزشی تطبیقی پیشنهادی صحه‌گذاری می‌گردد. در این سناریو، میزان ضریب اصطکاک سطح جاده و تایر ۰/۴۵ فرض می‌گردد. و ورودی زاویه فرمان چرخ به صورت سینوسی لحاظ می‌گردد. و عملکرد الگوریتم کنترل پیشنهادی با الگوریتم کنترل مود لغزان مورد بررسی و تحلیل واقع می‌گردد. در این مانور، میزان سرعت طولی خودرو، ۱۰۰ کیلومتر بر ساعت لحاظ می‌گردد. زاویه فرمان چرخ یک منحنی سینوسی با دوره ۲ ثانیه و یک دامنه ۵۰ درجه‌ای فرض می‌گردد. شکل شماره (۶) نشان‌دهنده منحنی ورودی سینوسی زاویه فرمان چرخ می‌باشد. نتایج حاصل از شبیه‌سازی در شکل‌های شماره (۶) الی (۱۰) قابل نمایش می‌باشد. با توجه به شکل‌های شماره (۷) و (۸)، زمانی که خودرو تحت کنترل نمی‌باشد، مقادیر سرعت زاویه چرخشی خودرو حول محور یاو و زاویه لغزش جانبی خودرو بسیار بزرگ می‌گردد. در حالی که خودرو تحت الگوریتم کنترل مود لغزشی و سیستم الگوریتم کنترل مود لغزان تطبیقی می‌باشد، مقادیر سرعت زاویه چرخشی خودرو حول محور یاو و زاویه لغزش جانبی خودرو بسیار نزدیک به مقادیر ایدئال می‌باشد و با توجه به نتایج حاصل از شبیه‌سازی، مشخص می‌باشد که سیستم الگوریتم کنترل مود لغزان تطبیقی اثر بهتری را در عملکرد سیستم ایجاد می‌نماید. تغییرات زاویه فرمان چرخ بر حسب زمان در شکل شماره (۹) قابل مشاهده می‌باشد. در شکل شماره (۱۰) ردیابی مسیر حرکت خودرو نشان داده می‌شود و با توجه به نتایج حاصل شده، کاملا مشخص می‌باشد که خودرو بدون حضور الگوریتم کنترل به سرعت پایداری خود را از دست می‌دهد. در حالی که خودرو تحت کنترل الگوریتم مود لغزشی و سیستم الگوریتم مود لغزان تطبیقی قادر به ردیابی مقدار مشخص شده و ایدئال می‌باشد و سیستم الگوریتم کنترل مود لغزان تطبیقی در ردیابی مسیر حرکت دارای کمترین میزان خطا در مقایسه با الگوریتم کنترل مود لغزشی می‌باشد. با توجه به شکل‌های شماره (۹) و (۱۰) زمانی که خودرو تحت کنترل نمی‌باشد، اگر چه راننده در کنترل خودرو جهت حفظ پایداری سعی می‌نماید اما خودرو در حالت از دست دادن کنترل و خروج از حالت پایدار می‌باشد و در نهایت، به طور جدی از مسیر رانندگی مورد انتظار منحرف شده و ناپایدار می‌گردد اما زمانی که خودرو تحت کنترل مود لغزشی و سیستم الگوریتم کنترل مود لغزان تطبیقی می‌باشد، همیشه در حالت پایدار می‌باشد و خودرو قادر به انجام مانور تعویض خط دوگانه در حالت مطلوب می‌باشد و سیستم الگوریتم کنترل پیشنهادی دارای کارایی مطلوب و اثربخشی می‌باشد.



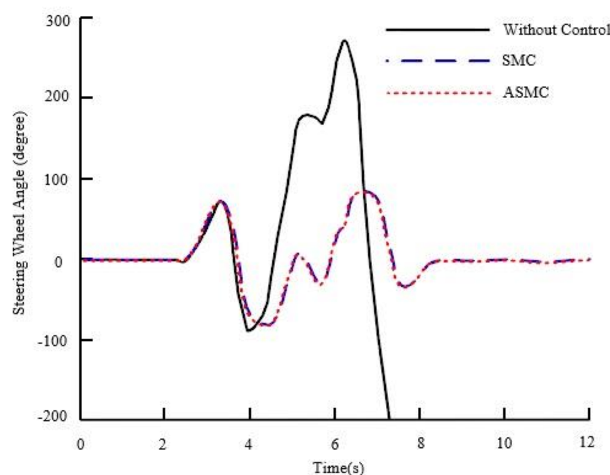
شکل ۶ ورودی زاویه فرمان چرخ



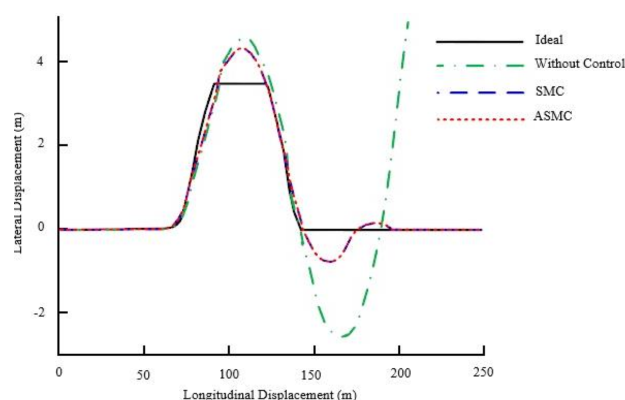
شکل ۷ تغییرات سرعت زاویه چرخشی خودرو حول محور یاو بر حسب زمان



شکل ۸ تغییرات زاویه لغزش جانبی خودرو بر حسب زمان



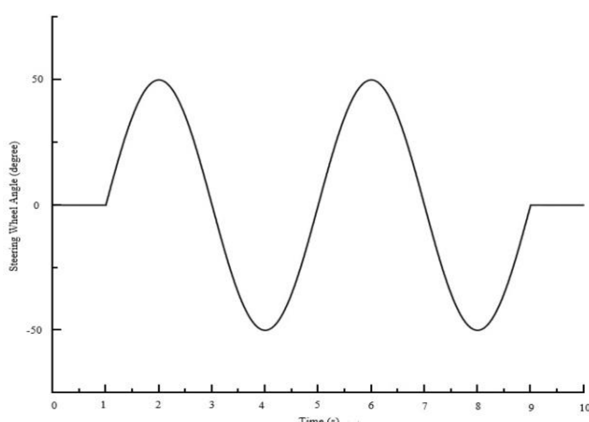
شکل ۹ تغییرات زاویه فرمان چرخ بر حسب زمان



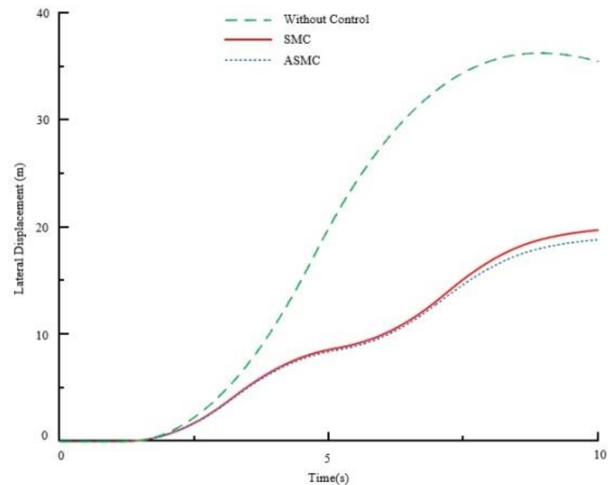
شکل ۱۰ ردیابی مسیر حرکت خودرو

سناریو دوم

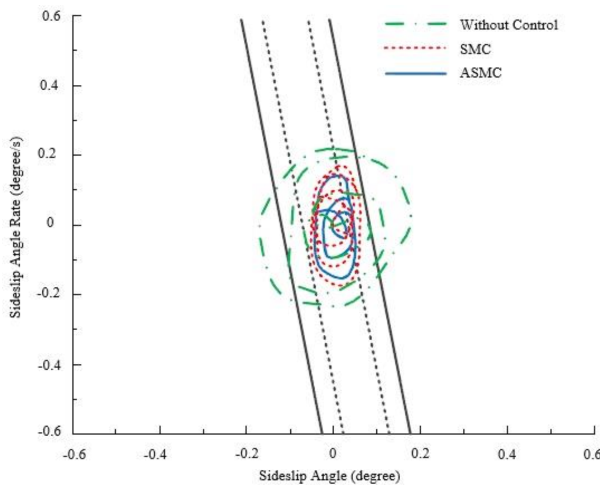
نتایج حاصل از شبیه‌سازی در مانور تعویض خط با لحاظ ضریب اصطکاک سطح جاده و تایر به میزان ۰/۶۵ و سرعت خودرو ۷۰ کیلومتر بر ساعت در شکل‌های شماره (۱۱) الی (۱۶) نمایش داده می‌شود. زاویه سینوسی به عنوان ورودی به چرخ‌های جلو خودرو وارد می‌گردد. ورودی زاویه فرمان چرخ یک موج سینوسی را در بازه زمانی ۱ تا ۹ ثانیه ایجاد می‌کند و میزان زاویه فرمان چرخ در بازه‌های زمانی ۰ تا ۱ ثانیه و ۹ تا ۱۰ ثانیه صفر می‌باشد. شکل شماره (۱۱) نشان دهنده ورودی زاویه فرمان چرخ می‌باشد. شکل شماره (۱۲) میزان تغییرات جابه‌جایی عرضی را بر حسب زمان نمایش می‌دهد. با توجه به نتایج حاصل شده، جابه‌جایی جانبی خودرو در حالت با حضور سیستم الگوریتم کنترل پیشنهادی در مقایسه با حالت بدون حضور کنترل کاهش یافته و در مقایسه با الگوریتم مود لغزان مطلوب‌تر می‌باشد و خودرو در حین طی مسیر پایدار می‌باشد. شکل‌های شماره (۱۳) و (۱۴) به ترتیب سرعت زاویه چرخشی خودرو حول محور یاو بر حسب زمان و زاویه لغزش جانبی خودرو بر حسب زمان را نمایش می‌دهند. با توجه به شکل شماره (۱۳) به‌کارگیری الگوریتم کنترل سبب ردیابی مقدار ایدئال سرعت زاویه چرخشی خودرو حول محور یاو در مقایسه با حالت بدون کنترل می‌گردد. در حالت با حضور الگوریتم کنترل پیشنهادی در مقایسه با الگوریتم کنترل مود لغزان میزان حداکثر خطا از میزان ۰/۰۴۵ رادیان بر ثانیه به میزان ۰/۰۱۱ رادیان بر ثانیه کاهش می‌یابد و سبب بهبود پایداری خودرو می‌گردد و نشان دهنده عملکرد اثربخش و مطلوب الگوریتم کنترل پیشنهادی می‌باشد. با توجه به شکل شماره (۱۴) به‌کارگیری الگوریتم کنترل سبب ردیابی مقدار ایدئال زاویه لغزش جانبی خودرو در مقایسه با حالت بدون کنترل می‌گردد. در حالت با حضور سیستم الگوریتم پیشنهادی در مقایسه با الگوریتم کنترل مود لغزان میزان حداکثر خطای زاویه لغزش جانبی خودرو از میزان ۰/۰۶ رادیان به ۰/۰۲ رادیان کاهش می‌یابد و سبب بهبود پایداری خودرو می‌گردد و نشان‌دهنده عملکرد مطلوب و اثربخش الگوریتم کنترل پیشنهادی می‌باشد. شکل شماره (۱۵) نشان دهنده صفحه فاز سرعت زاویه لغزش جانبی خودرو ـ زاویه لغزش جانبی خودرو می‌باشد. با توجه به شکل شماره (۱۵) در حالت بدون حضور سیستم کنترلی، مسیر صفحه فاز در محدوده ناپایدار می‌باشد و در نتیجه خودرو ناپایدار می‌گردد و زمانی که سیستم کنترل مود لغزشی فعال می‌باشد، مسیر صفحه فاز در مرز محدوده پایدار قرار دارد در حالی که با فعال شدن سیستم الگوریتم کنترل پیشنهادی، مسیر صفحه فاز در محدوده پایدار قرار می‌گیرد و خودرو کاملا پایدار می‌باشد. بنابراین الگوریتم کنترل پیشنهادی در این پژوهش جهت بهبود پایداری خودرو در زمان رانندگی بسیار مؤثر و دارای کارایی مطلوبی می‌باشد. در شکل شماره (۱۶) توزیع گشتاور چهار چرخ نمایش داده می‌شود.



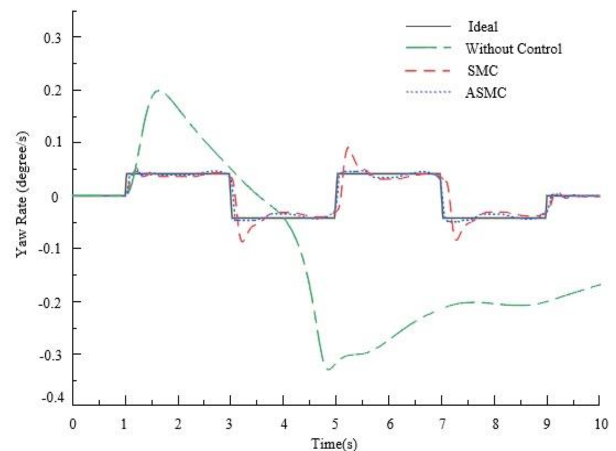
شکل ۱۱ ورودی زاویه فرمان چرخ



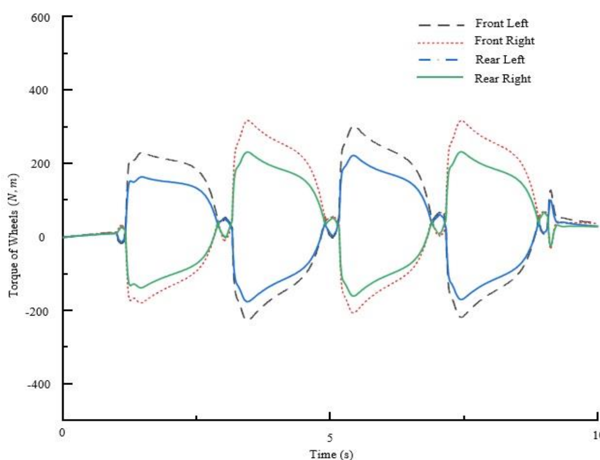
شکل ۱۲ تغییرات جابه‌جایی عرضی خودرو بر حسب زمان



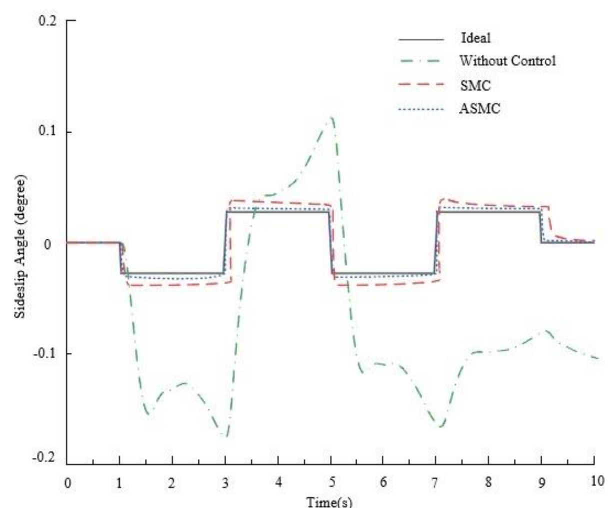
شکل ۱۵ صفحه فاز سرعت لغزش جانبی خودرو ـ لغزش جانبی خودرو



شکل ۱۳ تغییرات سرعت زاویه چرخشی خودرو حول محور یاو بر حسب زمان



شکل ۱۶ توزیع بهینه گشتاور چرخ‌ها



شکل ۱۴ تغییرات زاویه لغزش جانبی خودرو بر حسب زمان

نتیجه‌گیری

در این پژوهش، نسبت به ارائه یک استراتژی کنترل مود لغزشی تطبیقی بر اساس صفحه فاز جهت پایدارسازی خودروی الکتریکی موتور در چرخ اقدام گردید. استراتژی کنترل پیشنهادی دربرگیرنده سه لایه می‌باشد. لایه اول شامل الگوریتم کنترل مود لغزشی است. در این پژوهش، نسبت به تغییر وضعیت سیستم با هدف برطرف نمودن پرش در سیستم و به حداقل رساندن پاسخ تأخیر و خطای ردیابی اقدام گردید. لایه دوم شامل یک الگوریتم کنترل مشترک می‌باشد که بر اساس مدل مرزی منطقه پایداری صفحه فاز سرعت زاویه لغزش جانبی خودرو ـ زاویه لغزش جانبی خودرو جهت کنترل الگوریتم کنترل سطح اول مورد استفاده واقع گردید. هنگامی که خودرو در منطقه پایدار قرار

داشته باشد، الگوریتم کنترل مود لغزان تطبیقی جهت تعیین گشتاور چرخشی، از سرعت زاویه چرخشی خودرو حول محور یاو استفاده می‌کند و زمانی که خودرو خارج از منطقه پایدار قرار داشته باشد، سیستم الگوریتم کنترل مود لغزان تطبیقی از زاویه لغزش جانبی خودرو و سرعت زاویه چرخشی خودرو حول محور یاو جهت پایدارسازی و بازگرداندن خودرو به منطقه پایدار استفاده می‌کند. لایه سوم شامل یک الگوریتم کنترل توزیع بهینه گشتاور می‌باشد که گشتاور چرخشی را به گشتاور مورد نیاز چهار چرخ خودروی الکتریکی موتور در چرخ به طور بهینه توزیع می‌کند. در این پژوهش به منظور لحاظ رفتار واقعی خودرو، دینامیک غیرخطی تایر پیاده‌سازی شد. سیستم الگوریتم کنترل پیشنهادی در سناریوهای مختلف با شرایط متفاوت کاری و شرایط اضطراری و بحرانی مورد تحلیل و بررسی واقع گردید. در این مقاله به منظور صحه‌گذاری بر نتایج حاصل از شبیه‌سازی، به کاربرد نرم‌افزارهای سیمولینک/ متلب - کارسیم اقدام گردید. نتایج حاصل از شبیه‌سازی‌های انجام شده، کارایی مطلوب و اثربخش سیستم الگوریتم کنترل پیشنهادی را در جهت پایدارسازی و بهبود فرمان‌پذیری خودروی الکتریکی موتور در چرخ به نمایش گذاشت.

در ادامه این پژوهش و به عنوان فعالیت‌های آتی می‌توان نسبت به پیاده‌سازی الگوریتم کنترل پیشنهادی در بحث اجتناب از برخورد اقدام نمود. همچنین نسبت به ارائه روش گام به عقب تطبیقی جهت طراحی کنترل‌کننده لایه بالایی به منظور ایجاد گشتاور چرخشی اصلاحی اقدام نمود.

نمادها

جرم خودرو (kg)	m
فاصله مرکز جرم خودرو تا محور جلوی خودرو (m)	l_f
فاصله مرکز جرم خودرو تا محور عقب خودرو (m)	l_r
ضریب بازدارندگی آیرودینامیکی (-)	C_d
سطح آیرودینامیکی جلوی خودرو (m^2)	A_F
نیروی بازدارندگی آیرودینامیکی (N)	F_{aero}
ارتفاع محل اعمال نیروی آیرودینامیکی از سطح جاده	h_{aero} (m)
سرعت زاویه چرخشی خودرو حول محور یاو	r
شتاب زاویه چرخشی خودرو حول محور یاو	$\dot{r}$
شتاب گرانشی	g
ارتفاع مرکز جرم خودرو	h
گشتاور رانشی	T_d
سرعت دورانی چرخ	ω
شتاب دورانی چرخ	$\dot{\omega}$
ضریب اصطکاک	μ
لغزش کل	σ
لغزش طولی خودرو	σ_x
لغزش عرضی خودرو	σ_y
زاویه فرمان	δ
زاویه لغزش تایر	α
شتاب گرانش	g
زاویه لغزش جانبی خودرو	β
سرعت عرضی خودرو	v
سرعت طولی خودرو	u
نیروی نرمال تایر	F_z
نیروی طولی تایر	F_x
نیروی عرضی تایر	F_y
گشتاور ترمزی	T_d
شعاع مؤثر تایر	R

واژه نامه

مود لغزشی	Sliding Mode
پایداری	Stability
سطح لغزش	Surface
موتور در چرخ	In-wheel Motor
دینامیک خودرو	Vehicle Dynamic

تقدیر و تشکر

مراجع

[1] P. Hang, X. Chen, "Integrated chassis control algorithm design for path tracking based on four-wheel steering and

direct yaw-moment control," *Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering*, vol. 233, no. 6, pp. 625–641, 2019. https://doi.org/10.1177/0959651818806075

[2] D. Chindamo, B. Lenzo, M. Gadola, "On the Vehicle Sideslip Angle Estimation: A Literature Review of Methods, Models, and Innovations," *Applied Sciences*, vol. 8, no. 3, p. 355, 2018. https://doi.org/10.3390/app8030355

[3] T. Chen, L. Chen, X. Xu, Y. Cai, H. Jiang, X. Sun, "Sideslip Angle Fusion Estimation Method of an Autonomous Electric Vehicle Based on Robust Cubature Kalman Filter with Redundant Measurement Information," *World Electric Vehicle Journal*, vol. 10, no. 2, p. 34, 2019. https://doi.org/10.3390/wevj10020034

[4] T. Zhou, "Adaptive sliding control based on a new reaching law," *Control and Decision*, vol. 31, no. 8, pp. 1335-1338, 2016. https://doi.org/10.1002/adts.202300736

[5] K. Berntorp, R. Quirynen, T. Uno, et al., "Trajectory tracking for autonomous vehicles on varying road surfaces by friction-adaptive nonlinear model predictive control," *Vehicle System Dynamics*, vol. 58, no. 5, pp. 705-725, 2021. https://doi.org/10.1080/00423114.2019.1697456

[6] L. Zhai, R. Hou, T. Sun, and S. Kavuma, "Continuous steering stability control based on an energy-saving torque distribution algorithm for a four in-wheel-motor independent-drive electric vehicle," *Energies*, vol. 11, no. 2, p. 350, 2018. https://doi.org/10.3390/en11020350

[7] K. Zhang, Q. Sun, and Y. Shi, "Trajectory tracking control of autonomous ground vehicles using adaptive learning MPC," *IEEE Transactions on Neural Networks and Learning Systems*, vol. 32, no. 12, pp. 5554-5564, 2021. https://doi.org/10.1109/TNNLS.2020.3048305

[8] S. Zhang, X. Zhao, G. Zhu, et al., "Adaptive trajectory tracking control strategy of intelligent vehicle," *International Journal of Distributed Sensor Networks*, vol. 16, no. 5, pp. 1-14, 2021. https://doi.org/10.1177/1550147720916988

[9] D. Soudbakhsh and A. Eskandarian, "Comparison of linear and nonlinear controllers for active steering of vehicles in evasive manoeuvres," Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, *Part I: Journal of Systems and Control Engineering*, vol. 226, no. 2, pp. 215-232, 2012. https://doi.org/10.1177/0959651811414503

[10] Q. K. Hou, S. H. Ding, and X. H. Yu, "Composite super-twisting sliding mode control design for PMSM speed regulation problem based on a novel disturbance observer," *IEEE Transactions on Energy Conversion*, vol. 36, no. 4, pp. 2591-2599, 2021. https://doi.org/10.1109/TEC.2020.2985054

[11] J. Zhang, H. Wang, M. Ma, M. Yu, and A. Yazdani, "Active front steering-based electronic stability control for steer-by-wire vehicles via terminal sliding mode and extreme learning machine," *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, vol. 69, no. 12, pp. 14713-14726, 2020. https://doi.org/10.1109/TVT.2020.3036400

[12] K. Mei, S. Ding, and W. X. Zheng, "Fuzzy adaptive SOSM based control of a type of nonlinear systems," *IEEE Transactions on Circuits and Systems II: Express Briefs*, vol. 69, no. 3, pp. 1342-1346, 2022. https://doi.org/10.1109/TCSII.2021.3116812

[13] M. Rahman, M. Masrur, and M. N. Uddin, "Impacts of interior permanent magnet machine technology for electric vehicles," *In Proceedings of the 2012 IEEE International Electric Vehicle Conference*, 2012, pp. 1-5. https://doi.org/10.1109/IEVC.2012.6183226

[14] M. A. Ghomashi and R. Kazemi, "Motion trajectory control and robust control based on nonlinear bicycle model to

stabilization for in-wheel motor electric vehicle in emergency scenario,” *Journal of Aerospace Mechanics*, vol. 20, no. 1, pp. 109-124, 2024. https://dor.isc.ac/dor/20.1001.1.26455323.1403.20.1.7.9

[15] K. Hartani, A. Merah, and A. Draou, “Stability enhancement of four-in-wheel motor-driven electric vehicles using an electric differential system,” *Journal of Power Electronics*, vol. 15, no. 5, pp. 1244-1255, 2015. https://doi.org/10.6113/JPE.2015.15.5.1244

[16] M. Sekour, K. Hartani, and A. Merah, “Electric vehicle longitudinal stability control based on a new multi machine nonlinear model predictive direct torque control,” *Journal of Advanced Transportation*, vol. 2017, no.1, p. 4125384, 2017. https://doi.org/10.1155/2017/4125384

[17] E. Mousavinejad, Q.-L. Han, F. Yang, Y. Zhu, and L. Vlacic, “Integrated control of ground vehicles dynamics via advanced terminal sliding mode control,” *Vehicle System Dynamics*, vol. 55, no. 2, pp. 268-294, 2019. https://doi.org/10.1080/00423114.2016.1256489

[18] T. Ahmed, K. Hartani, and A. Allali, “New DTC strategy of multi machines single-inverter systems for electric vehicle traction applications,” *International Journal of Power Electronics and Drive Systems*, vol. 11, no. 2, pp. 641-650, 2020. http://doi.org/10.11591/ijpeds.v11.i2.pp641-650

[19] A. Cabrera, S. Gowal, and A. Martinoli, “A new collision warning system for lead vehicles in rear-end collisions,” IEEE Intelligent Vehicles Symposium (IV), 2014, pp. 1-6. https://doi.org/10.1109/IVS.2012.6232244

[20] H. K. Lee, S. G. Shin, and D. S. Kwon, “Design of emergency braking algorithm for pedestrian protection based on multi-sensor fusion,” *International Journal of Automotive Technology*, vol. 18, no. 6, pp. 1067-1076, 2017. https://doi.org/10.1007/s12239-017-0104-7

[21] M. A. Ghomashi, R. Kazemi, "Motion path following coordinated control for in-wheel motor electric vehicle via implementation robust control and optimal control," *Journal of Modeling in Engineering*, pp. 1-15, 2024. https://doi.org/10.22075/jme.2024.31752.2531

[22] A. Lopez, R. Sherony, S. Chien, L. Li, Y. Qiang, and Y. Chen, "Analysis of the braking behaviour in pedestrian automatic emergency braking," *IEEE 18th International Conference on Intelligent Transportation Systems (ITSC)*, 2015, pp. 1-6. https://doi.org/10.1109/ITSC.2015.185

[23] X. Wang, M. Zhu, M. Chen, and P. Tremont, "Drivers’ rear end collision avoidance behaviors under different levels of situational urgency," *Transportation Research Part C: Emerging Technologies*, vol. 71, pp. 419-433, 2017. https://doi.org/10.1016/j.trc.2016.08.014

[24] N. Guo, X. Zhang, Y. Zou, B. Lenzo, T. Zhang, and D. Göhlich, “A fast model predictive control allocation of distributed drive electric vehicles for tire slip energy saving with stability constraints,” *Control Engineering Practice*, vol. 102, no. 1, p. 104554, 2020. https://doi.org/10.1016/j.conengprac.2020.104554

[25] C. Hu, R. Wang, F. Yan, and M. Chadli, “Composite nonlinear feedback control for path following of four-wheel independently actuated autonomous ground vehicles,” *IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems*, vol. 17, no. 7, pp. 2063–2074, 2021. https://doi.org/10.1109/TITS.2015.2498172

[26] A. V. Mernone and J. N. Mazumdar, “A Mathematical Study of Peristaltic Transport of a Casson Fluid,” *Mathematical and Computer Modelling*, vol. 35, no. 7–8, pp. 895-912, 2014. https://doi.org/10.1016/S0895-

7177(02)00058-4

[27] M. A. Ghomashi and R. Kazemi, “Implementation robust control technique to lateral stabilization for in-wheel motor electric vehicle,” *Journal of Solid and Fluid Mechanics (JSFM)*, vol. 14, no. 2, pp. 111-126, 2024. https://doi.org/10.22044/jsfm.2024.13967.3821

[28] Q. Xia, L. Chen, X. Xu, et al., “Coordination control method of autonomous ground electric vehicle for simultaneous trajectory tracking and yaw stability control,” Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, *Part D: Journal of Automobile Engineering*, vol. 237, no. 5, pp. 941-957, 2022.

[29] C. Hu, R. Wang, F. Yan, et al., “Output constraint control on path following of four-wheel independently actuated autonomous ground vehicles,” *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, vol. 65, no. 6, pp. 4033–4043, 2017. https://doi.org/10.1177/09544070221087485

[30] J. Funke, M. Brown, S. M. Erlien, and J. C. Gerdes, “Collision avoidance and stabilization for autonomous vehicles in emergency scenarios,” *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, vol. 25, no. 4, pp. 1204–1216, 2016. https://doi.org/10.1109/TCST.2016.2599783

[31] H. Li, P. Li, L. Yang, et al., “Safety research on stabilization of autonomous vehicles based on improved-LQR control,” *AIP Advances*, vol. 12, no. 1, p. 015313, 2022. https://doi.org/10.1063/5.0078950

[32] Pacejka, H. Tire and Vehicle Dynamics; Elsevier: Amsterdam, Netherlands, 2005.

[33] Y. Liang, Y. Li, A. Khajepour, et al., “Holistic adaptive multi-model predictive control for the path following of 4WID autonomous vehicles,” *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, vol. 70, no. 1, pp. 69–81, 2020. https://doi.org/10.1109/TVT.2020.3046052

[34] S. Ding, L. Liu, and W. X. Zheng, “Sliding mode direct yaw moment control design for in-wheel electric vehicles,” *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, vol. 64, no. 8, pp. 6752–6762, 2020. https://doi.org/10.1109/TIE.2017.2682024

[35] C. Fu, R. Hoseinnezhad, A. Bab-Hadiashar, et al., “Direct yaw moment control for electric and hybrid vehicles with independent motors,” International Journal of Vehicle Design, vol. 69, no. 1–4, pp. 1–24, 2021. https://doi.org/10.1504/IJVD.2015.073111